

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ



Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

HNACÍ ÚSTROJÍ S HYDROMOTORY
POWERTRAIN WITH HYDRAULIC MOTORS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

KVM-DP-649

Autor: Nikolay Mutafov
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc. – TU v Liberci, KVM
Konzultant diplomové práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D. – TU v Liberci, KVM

Počet stran: 241

Počet příloh: 5

Počet obrázků: 106

Počet tabulek: 79

Liberec 2014

HNACÍ ÚSTROJÍ S HYDROMOTORY

ANOTACE:

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem hnacího ústrojí mobilního stroje využívajícího ke svému pohonu hydrokola.

Pohon s hydrokoly patří do skupiny hydraulických pohonů, jehož uspořádání spočívá v tom, že se pohonná jednotka zabudovává přímo do kola. Pohonná jednotka se většinou skládá z hydromotoru anebo z hydromotoru a planetové převodovky. Často má zabudovanou funkci brzdy.

Předpokládám, že mobilní stroj, který bude poháněn hnacím ústrojím s hydrokoly, bude typu čelního kolového nakládače, jehož primární funkcí je nakládka a vykládka materiálu. U takového druhu mobilního stroje je funkce pojezdu sekundární a je spojená s vykonávanou prací.

V návrhu hnacího ústrojí porovnáám možnost využití pomaluběžných a rychloběžných hydromotorů a porovnáám výhody i nevýhody využití každého druhu hydromotorů u pohonů využívajících hydrokola. Převodovou část hnacího ústrojí a hydraulického hnacího obvodu zpracuji takovým způsobem, aby systém pohonu plnil funkci diferenciálu.

Dále navrhnu konstrukci hydrokol a jejich zástavby do rámu mobilního stroje. Tento návrh bude obsahovat rám stroje a celkový model 3-D sestavení uložení hydrokol do rámu mobilního pracovního stroje. V oblasti rámu, kde jsou uložena hydrokola, provedu pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Hydrokolo, hydromotor, rychloběžný, pomaluběžný, hydraulický pohon, převodové ústrojí, planetová převodovka, rám, pevnostní analýza, metoda konečných prvků

Bibliografická citace:

Mutafov, N. Hnací ústrojí s hydromotory. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2014. 241 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Malý, Csc.; Konzultant diplomové práce Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

POWERTRAIN WITH HYDRAULIC MOTORS

ABSTRACT:

In this thesis deals with the design of the powertrain of the mobile machine utilizing wheels with hydraulic motors to drive.

Propulsion with hydraulic wheels belongs to a group of hydraulic powertrains, which arrangement consists in that the drive unit is mounted directly into the wheel. Drive unit usually consists of a hydraulic motor or hydraulic motor and planetary gearbox. Often has it a built-in brake function.

I suspect mobile machine, which is fueled by powertrain with hydraulic wheels, is a type of a front wheel loader, whose primary function is loading and unloading of the materials. The drive function is secondary and it is associated with the work which is performed.

In the the proposal of a powertrain I compare the possibility of using low-speed and high-speed hydraulic motors and I compare the advantages and disadvantages of using of the each type of hydraulic motor in the drive utilizing hydraulic wheels. A transmission part of a powertrain and hydraulic drive circuit I will process in such a manner that the drive system fulfils the function of the differential.

Further I will propose the design of the hydraulic wheels and their installation into the frame of the mobile machine. This proposal will contain the frame and the overall model 3D assembly of the installation of the hydraulic wheels into the frame of the mobile working machine. In the part of the frame where they are stored hydraulic wheels, I will perform stress analysis using finite element method.

KEYWORDS:

Hydraulic wheel, hydromotor, low-speed, high-speed, hydraulic powertrain, transmission unit, planetary gearbox, frame, stress analysis, finite element method

Bibliografic citation:

Mutafov, N. Powertrain with hydraulic motors. Liberec: Technical university of Liberec, Fakulta strojní, 2014. 241 p. Supervisor of master thesis doc. Ing. Miroslav Malý, Csc.; Tutor of master thesis Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., o právu autorském zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 19. 04. 2014

Podpis:

Declaration

I hereby certify that I have been informed the Act 121/2000, the Copyright Act of the Czech republic namely § 60 – Schoolwork, applies to my master thesis in full scope.

I acknowledge that the Technical University of Liberec (TUL) does not infringe with my copyrights by using my master thesis for TUL's internal purposes.

I am aware of my obligation to inform TUL on having used or licensed to use my master thesis; in such a case TUL may require compensation of costs spent on creating the work at up to their actual amount.

I have written my master thesis myself using literature listed therein and consulting it with my thesis supervisor and my tutor.

Concurrently I confirm that the printed version of my master thesis is coincident with an electronic version, inserted into the STAG.

Date: 19. 04. 2014

Signature:

Poděkování

Tímto děkuji především doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. za odborné vedení při realizaci této diplomové práce. Dále děkuji ing. Robertu Voženílkovi, Ph.D. za poskytnuté rady v průběhu tvorby diplomové práce.

Obsah

Úvod.....	15
1. Hydrostatické pohony mobilních strojů s hydrokoly	17
1.1 Obecný popis hydrostatického pohonu pojezdu s hydrokoly [1],[4],[5]	17
1.2 Popis mobilního stroje s hydrostatickým pohonem pojezdu	22
1.2.1 Technické parametry a technologické požadavky kladený na stroj [4],[6],[7],[8],[9]...	22
1.2.2 Technologický postup při nakládce a postup při planýrování nebo těžení [9, str. 372-375].....	26
1.2.3 Druhy řízení čelních kolových nakladačů [9, str. 107].....	27
1.2.4 Kinematika mobilního stroje s děleným kloubovým rámem [4, str. 78 - 80]	30
1.3 Uspořádání hydrostatických obvodů v hydrostatickém pojezdovém mechanismu	34
1.3.1 Analýza hydrostatického obvodu s jedním regulačním variabilním hydrogenerátorem [4, str. 81 - 82].....	34
1.3.2 Vyšetření adhezních podmínek v hydrokolech [4, str. 82- 83].....	38
1.4 Moderní provedení hydrostatických hydraulických obvodů a způsoby zajišťování diferenciální vazby a uzávěry diferenciální vazby u těchto pohonů pojezdu	41
1.4.1 Popis funkce klasického mechanického planetového diferenciálu [2],[11],[12],[15]....	41
1.4.2 Uspořádání hydraulických obvodů v hydrostaticky poháněných strojích a způsoby dosažení diferenciální vazby kol a uzávěry diferenciální vazby u nich [4, str. 84 – 88, Řízený dělič průtoku]	45
2. Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly	51
2.1 Rychloběžné hydromotory v hydrostatických pohonech s hydrokoly [5],[16],[18],[19]	51
2.2 Pomaluběžné hydromotory v hydrostatických pohonech s hydrokoly [5],[23],[24]	55
2.3 Porovnání vlastností pomaluběžných a rychloběžných hydromotorů [16],[18],[19],[23],[24].....	56
3. Parametry čelního kolového nakladače	64
3.1 Silové poměry na kolech při pracovních úkonech mobilního stroje	70
3.1.1 Vyšetření silových poměrů při pojíždění mobilního stroje	76
4. Hnací ústrojí [5; oddíl 4.5 Filtrace a filtry, str. 219 až 222], [16], [17], [19], [20], [21], [22], [26], [28]	87
4.1 Popis mechanické rozvodovky, hydraulického obvodu hydromotorů výložníku a obvodu řídících hydromotorů.....	101
4.1.1 Pevnostní kontrola soukolí ozubených kol rozvodovky a spojení ozubených kol s hřídelem	114
4.1.2 Popis hydraulického obvodu výložníku a hydraulického obvodu řízení	129
4.2 Výkonnostní charakteristiky	132

5. Stabilita vozidla.....	136
5.1 Pracovní polohy mechanismu výložníku a rozložení hmotností	136
5.2 Statická stabilita vozidla – mezní polohy stability při zvedání nákladu	139
6. Pevnostní analýza obou rámců stroje, zadní nápravy a kontrola ložisek uložení zadního rámu v zadní nápravě	144
6.1 Pevnostní analýza obou rámců stroje a zadní nápravy metodou konečných prvků [10]	144
6.2 Kontrola únosnosti ložisek	162
Shrnutí.....	167
Závěr	172
Seznam použité literatury	173
Seznam použitých symbolů veličin a zkratk	175
Zkratky	175
Seznam použitých symbolů veličin rozdělených podle oddílů	175
Oddíl 1 – Hydrostatické pohony mobilních strojů s hydrokoly	175
Oddíl 2 – Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly	180
Oddíl 3 – Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly	182
Oddíl 4 – Hnací ústrojí	184
Oddíl 5 – Stabilita vozidla	193
Oddíl 6 – Pevnostní analýza obou rámců, zadní nápravy a kontrola ložisek uložení zadního rámu v zadní nápravě.....	195
Přílohy.....	197
Příloha 1	198
Příloha 2	206
Příloha 3	219
Příloha 4	238
Příloha 5	240

Úvod

Hydrostatické pohony se široce využívají v pohonech pojezdu pracovních mobilních strojů používaných převážně ve stavebnictví a zemědělství.

Hydrostatické pohony svou podstatou se dají zařadit do skupiny hydraulických pohonů mobilních strojů určených primárně k vykonávání určité specifické pracovní činnosti jako je nakládání, zvedání nákladu, těžení, planýrování a různé činnosti v zemědělství. Samotné po-
jíždění stroje je spojené s vykonáváním těchto specifických činností a je spíše druhotného charakteru.

Výhody používání hydrostatických pohonů v pojezdu mobilních strojů spočívají převážně v plynulé změně rychlosti vpřed a vzad, možnosti změny rychlostního režimu stroje a vazby otáčení hnacích kol pod zatížením a ve schopnosti brzdění a jištění proti přetížení pohonu. Hydrostatické pohony bývají výhodné k automatizaci různých funkcí ve vztahu k pojezdové rychlosti.

Zásadní nevýhodou hydrostatických pohonů je jejich nižší účinnost v porovnání s čistě mechanickými pohony.

V této diplomové práci ukážu užití hydrostatického pohonu s hydrokoly k pohonu známého typu mobilního stroje. Ve zpracování se budu držet bodů uvedených v zásadách pro vypracování diplomové práce. Provedu porovnání variant uspořádání hnacího ústrojí s hydrokoly s rychloběžnými a pomaloběžnými hydromotory. Zpracuji návrh převodové části hnacího ústrojí a hydraulického obvodu hydrostatického převodu tak, aby systém plnil také funkci diferenciálu. Ukážu celkové uložení převodové části do rámu stroje. Dále ukážu uchycení hydrokol k rámu stroje. Navrhnou a zpracuju 3-D model sestavení rámu mobilního stroje a provedu analýzu konstrukce rámu metodou konečných prvků.

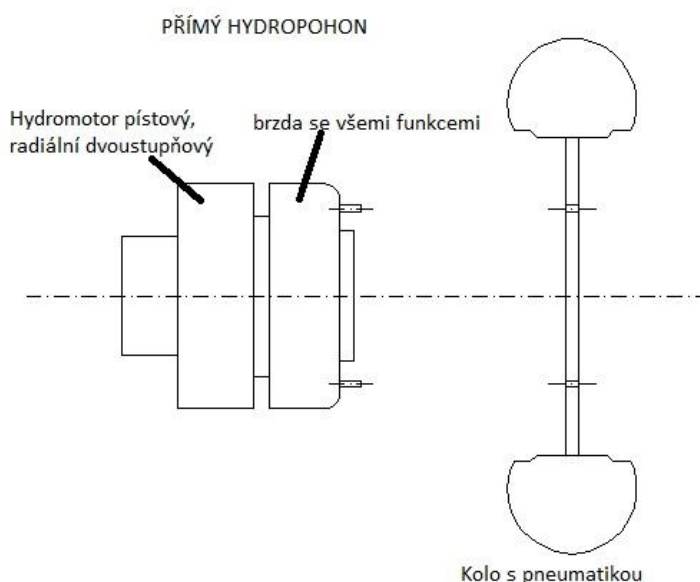
K diplomové práci přiložím výkresovou dokumentaci sestavy rámu stroje s podsestavami tak, aby bylo zřejmé uložení hydrokol k přednímu rámu, uložení hydrokol k zadní nápravě, uložení zadní nápravy k zadnímu rámu a uložení hydrogenerátorů pohonu k rozvodové skříni.

1. Hydrostatické pohony mobilních strojů s hydrokoly

1.1 Obecný popis hydrostatického pohonu pojezdu s hydrokoly [1],[4],[5]

Hydrostatický pohon pojezdu mobilního stroje, kde každé kolo je poháněno vlastním hydromotorem, lze nazvat pohonem s hydrokoly. Umístění hydromotoru na kole bývá většinou v ráfku kola a navíc hydromotor může tvořit společně s planetovou převodovkou (reduktorem) a brzdou jeden kompaktní celek.

Pohon pojezdu s hydrokoly lze dělit na přímý a nepřímý. Možné provedení přímého hydropohonu je znázorněno na obr. 1.

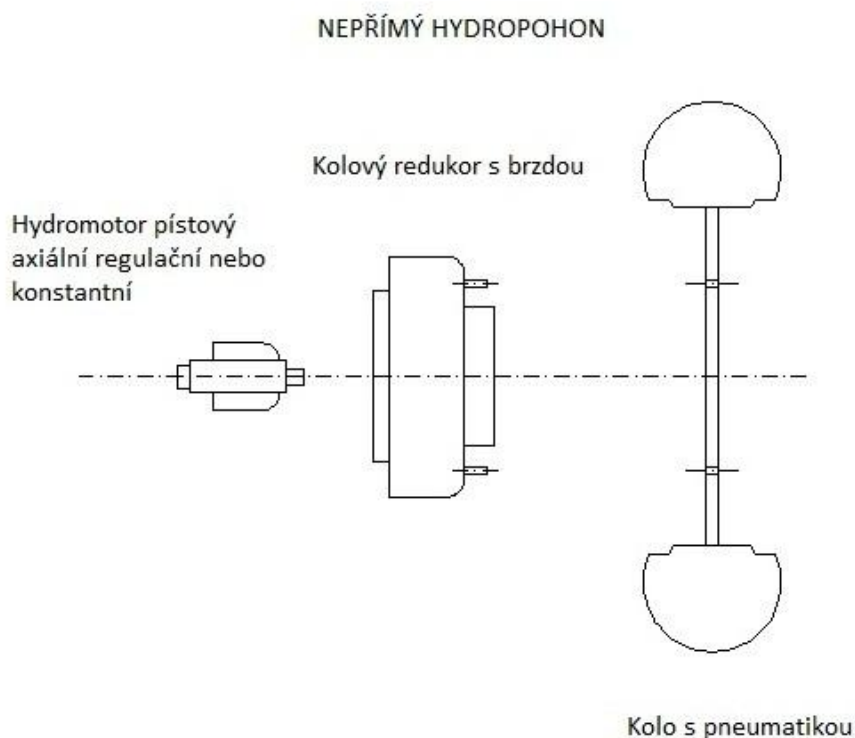


Obr. 1 - přímý hydropohon – [1, str. 3, obr. 1]

Provedení přímého hydropohonu podle obr. 1 se skládá z pístového radiálního dvoustupňového hydromotoru, který tvoří společně s brzdou jeden celek. Tento celek, který lze nazývat radiální kolový hydromotor, se zabudovává do ráfku kola. Vzniklý celek můžeme pojmenovat hydrokolo s radiálním hydromotorem.

Při sestavování přímého hydropohonu lze použít různé druhy radiálních hydromotorů jako například hydromotory pístové radiální s excentricky uloženým rotorem nebo pístové radiální více křivkové.

Možné provedení nepřímého pohonu s hydrokoly je znázorněné na obr. 2.



Obr. 2 - nepřímý hydropohon – [1, str. 3, obr. 1]

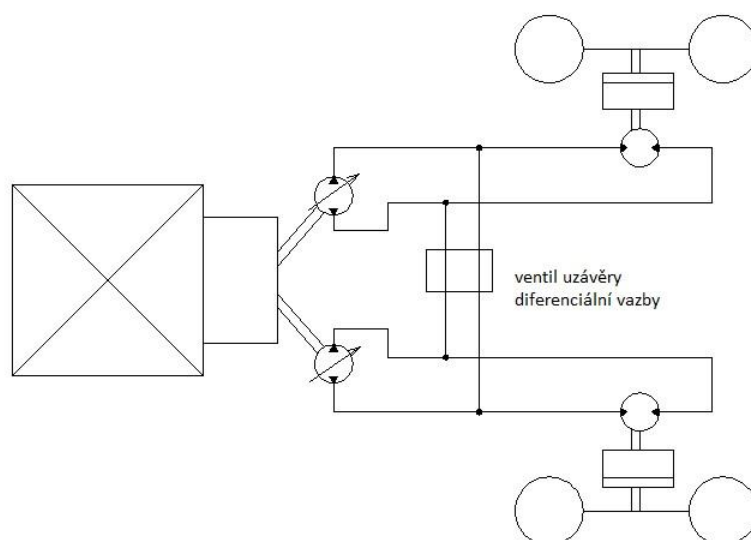
Provedení nepřímého pohonu podle obr. 2 se skládá z pístového axiálního hydromotoru a kolového reduktoru s brzdou, do něhož je zabudován planetový převod. K pohonu je možné použít axiální pístový regulační hydromotor (hydromotor s proměnným geometrickým objemem) nebo hydromotor s konstantním geometrickým objemem.

Celek, tvořící hydromotor a kolový reduktor s brzdou, lze nazývat v tomto případě podle obr. 2 axiální kolový hydromotor. Celek axiálního kolového hydromotoru s kolem lze nazvat hydrokolo s axiálním hydromotorem.

Aby pohon byl funkční, musí existovat v hydraulickém obvodu zdroj tlakové tekutiny v podobě hydrogenerátoru, který je napojen přímo na spalovací motor nebo elektromotor, nebo může existovat převod mezi hydrogenerátorem a motorem.

Na obr. 3 je znázorněn příklad hydropohonu jedné nápravy, kde každé hydrokolo má vlastní větev hydraulického obvodu se samostatným zdrojem tlakové tekutiny. V hydropohonu jsou použity axiální kolové hydromotory s konstantním geometrickým objemem a s přestavitelným směrem otáčení.

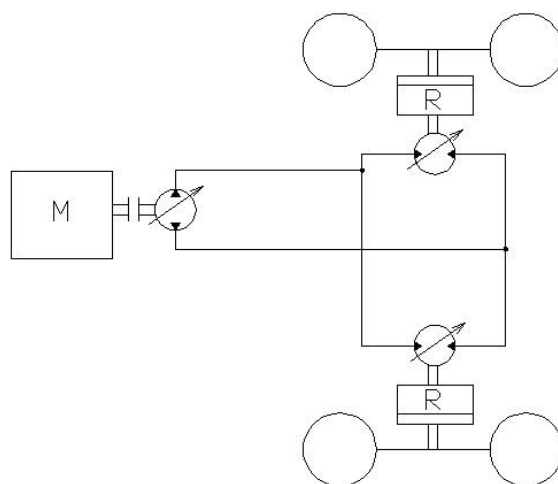
V tomto případě se jedná o nepřímý hydropohon. Existují i jiná uspořádání pro hydraulické obvody hydrostatických pohonů. Příkladem takového uspořádání hydraulického obvodu může být například provedení se společným hydrogenerátorem.



Obr. 3 – schéma hydraulického obvodu hydrostatického pohonu jedné nápravy – [1, str. 13, obr. 14]

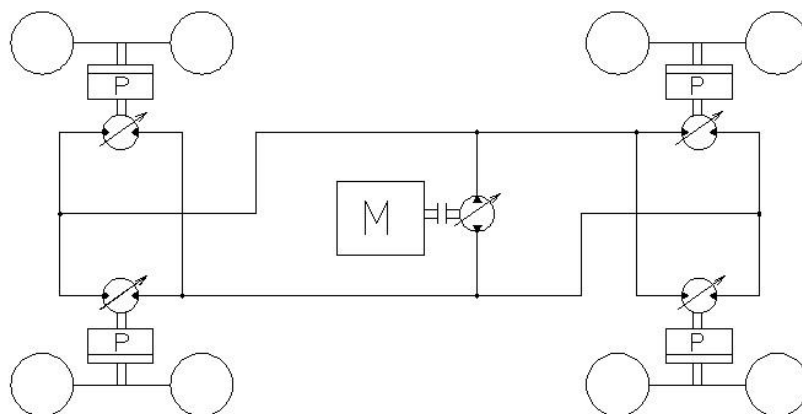
Na obr. 4 je znázorněné další schéma hydrostatického obvodu pohonu pojezdu pro jednu nápravu.

Pohon se sestává ze zdroje tlakové kapaliny v podobě jednoho hydrogenerátoru s proměnným geometrickým objemem, se stavitelným objemovým výkonem i proměnlivým směrem výtlaku tlakové kapaliny a dvou hydromotorů s proměnným geometrickým objemem s přestavitelným směrem průtoku i přestavitelným směrem otáčení společně s reduktorem v každém hydrokole. Reduktor v hydrokole představuje stálý převod při distribuci výkonu na kolo.



Obr. 4 - hydraulický obvod hydrostatického pohonu pojezdu s hydrokoly pro jednu nápravu – [5, str. 290, obr. 5.51 b)]

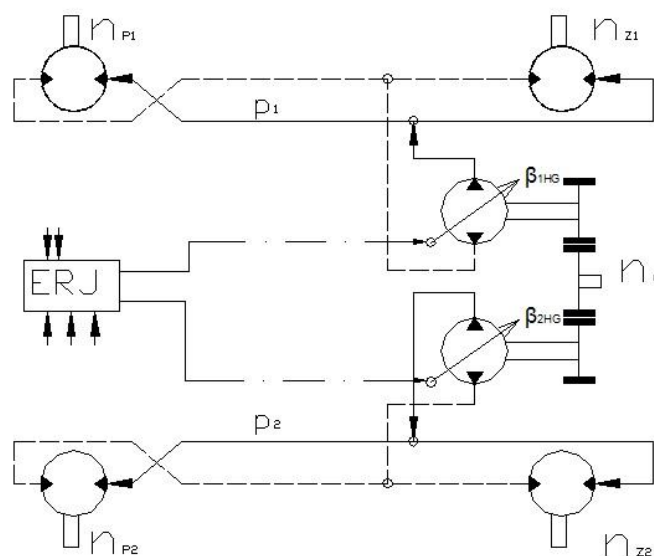
Na obr. 5 je znázorněno schéma hydrostatického obvodu pohonu pojezdu s pohonem všech čtyř kol.



Obr. 5 – schéma hydraulického obvodu hydrostatického pohonu s jedním hydrogenerátorem a pohonem všech čtyř kol - [5, str. 290, obr. 5.51 c)]

U tohoto obvodu je zdrojem tlakové kapaliny hydrogenerátor s proměnlivým směrem výtlaku pracovní kapaliny a stavitelným geometrickým objemem. V každém hydrokole je hydromotor s přestavitelným směrem otáčení a průtoku, většinou v této kombinaci bývá axiální hydromotor, a někdy i říditelná převodovka (výrobce Linde).

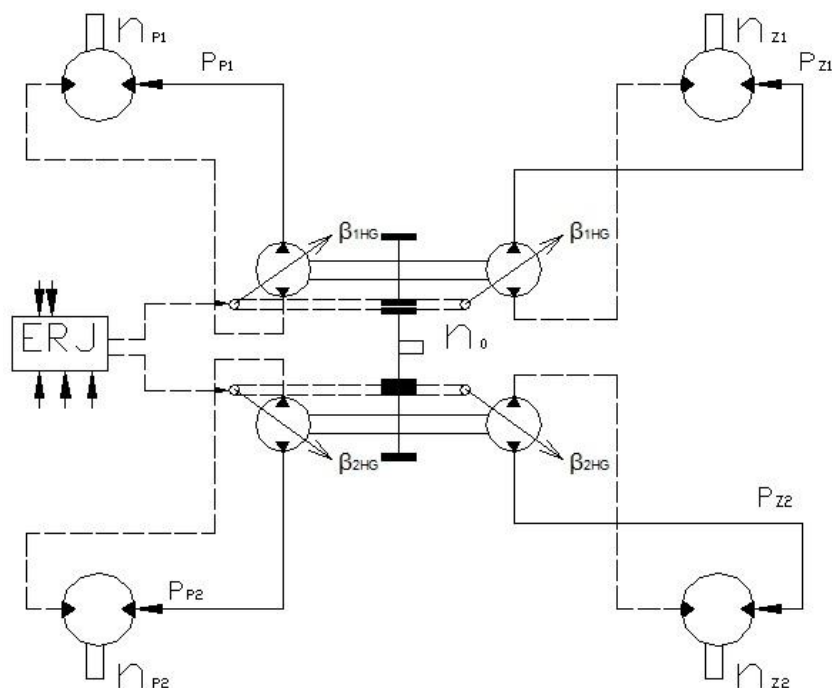
V pohonech strojů, u nichž chceme zvětšit regulační rozsah anebo u nichž chceme zlepšit průběh rozběhu z nízkých otáček, se používá hydromotor s proměnlivým geometrickým objemem, avšak řízení takového hydraulického obvodu bývá složitější.



Obr. 6 – hydraulický obvod hydrostatického pohonu s hydrokoly, skládající se ze dvou hydrogenerátorů a čtyř hydromotorů [4, str. 85, obr. 9]

Hydraulický obvod může obsahovat více než 1 hydrogenerátor. Na obr. 7 je znázorněno schéma hydraulického obvodu pro hydrostatický pohon s čtyřmi hydrokoly, využívajících k

napájení dvou hydrogenerátorů, z nichž každý zásobuje dva hydromotory umístěné na každé straně vozidla.



Obr. 7 – schéma hydrostatického pohonu s hydrokoly, skládající se ze čtyř hydrogenerátorů a čtyř hydromotorů [4, str. 86, obr. 10]

Na obr. 7 je znázorněné schéma hydrostatického obvodu, pohánějícího všechna čtyři kola, kde každý hydromotor je napájen vlastním hydrogenerátorem.

1.2 Popis mobilního stroje s hydrostatickým pohonem pojezdu

1.2.1 Technické parametry a technologické požadavky kladené na stroj [4],[6],[7],[8],[9]

Mobilní pracovní stroj, jemuž budu navrhovat hydrostatický pohon pojezdu s hydrokoly bude odpovídat typu lopatového čelního kolového nakladače. Tyto mobilní pracovní stroje pracují v přetržitém cyklu.



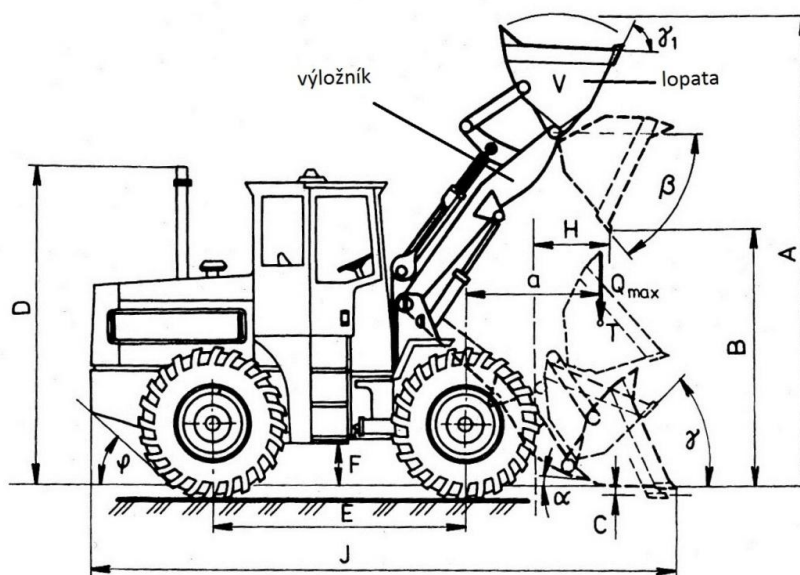
Obr. 8 – čelní kolový nakladač – [27]

Podle funkčního rozdělení se kolové nakladače dělí na čelní a otočné. Čelní nakladače jsou tyto, u nichž se zvedání a spouštění lopaty děje pouze před traktorovým nosičem čelně. Otočné nakladače jsou takové, které nabírají materiál od lopaty čelně, ale vyprázdnění lopaty nastává, když se výložník s lopatou otočí obvykle o 90° na jednu stranu. V této diplomové práci budu navrhovat hydrostatický pohon s hydrokoly pojezdu pro čelní kolový lopatový nakladač.

Lopatové nakladače jsou stroje určené a uzpůsobené pro nabírání materiálů nebo uchopení břemen a jejich přenesení a uložení na další místo nebo dopravní prostředek. Tyto mobilní pracovní stroje se skládají v podstatě z traktorového nosiče (podvozek), pracovního ústrojí a hydraulické soustavy – viz obr. 9.

Jedním ze základních parametrů lopatového nakladače je provozní hmotnost nakladače G_p a výkon motoru P . Provozní hmotnost G_p je udávána většinou v tunách t a je definována v souladu s normou ISO 7131 jako součet konstrukčních hmotností stroje a všech provozních náležitostí (paliva, oleje, chladicí kapaliny, strojníka) a všeho, co stroj potřebuje k provozu.

Dalším důležitým parametrem nakladače je výkon motoru P udávaný většinou v kW a při jmenovitých otáčkách n (ot/min) – definované dle ISO 1585.



Obr. 9 – schematické znázornění čelního kolového nakladače – [9, obr. 7.2.1, str. 350]

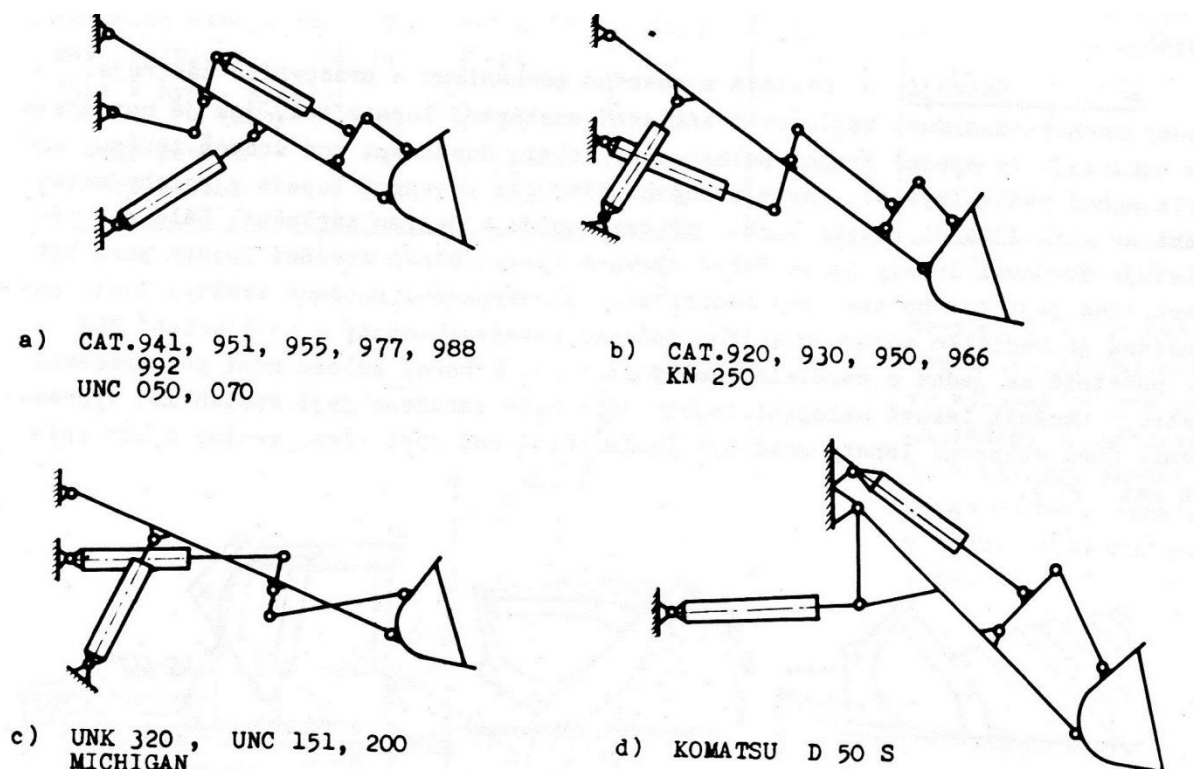
Traktorový nosič tvoří základní nosnou část nakladačů. V ní se nachází pohon pojezdu těchto typů strojů. Pracovní ústrojí se skládá z nosného mechanismu a pracovního nástroje, což je v tomto případě lopata. Základním prvkem nosného mechanismu je výložník, který zajišťuje spojení lopaty s nosičem, při dodržení všech nutných požadavků geometrie pracovních pohybů.

Výložník je poháněn samostatným hydraulickým obvodem. Výložník se skládá zpravidla ze dvou ramen vytvořených buď jako skříňovitý profil nebo jako jednoduché vývalky z tlustých plechů. Ramena jsou propojena příčnickem dutého tvaru, který zajišťuje potřebnou tuhost v krutu. Výložník musí být dostatečně tuhý, protože přenáší nepříznivá dynamická zatížení. Tato zatížení se projevují zejména při plnění lopaty s častými nárazy, při vyprazdňování lopaty v případě lepivých zemin, kdy se lopata úmyslně nechá narážet na narážky, dále při spouštění lopaty volným pádem a při vytrhávání lopaty ze záběru.

Výložníky se provádí jako přímé nebo zakřivené nosníky. Jeden konec je uchycen kloubově na stroji a na druhém konci je zavěšená lopata. Zvedání a spouštění výložníku se děje nejčastěji dvěma pístovými přímočarými hydromotory, jejichž pístnice jsou zakotveny buď přímo na tělese výložníku nebo ve speciálních konzolách.

U některých typů je konec výložníku opatřen kluznicemi, které při nabírání materiálu přenášejí část zatížení přímo na zeminu, čímž se snižuje namáhání pracovního ústrojí i stroje jako celku.

Na obr. 10 jsou znázorněná různá schémata geometrie pracovního ústrojí, které je zpravidla navrženo jako paralelogram.



Obr. 10 – schémata různých provedení pracovního ústrojí – [6, str. 166, obr. 133]

Paralelogramové uspořádání pracovního ústrojí dovoluje dobré uchycení lopaty a dosažení potřebné návaznosti pohybu výložníku a lopaty. Druhým párem pístových přímočarých hydromotorů, případně jedním párem je ovládán pohyb lopaty při nabírání a vyprazdňování. V případech uspořádání podle obr. 10 c), d) působí hydromotory na lopatu jednopákovým systémem a v případech uspořádání podle obr. 10 a), b) působí hydromotory dvoupákovým systémem. Pouze výjimečně působí pístové hydromotory přímo na lopatu.

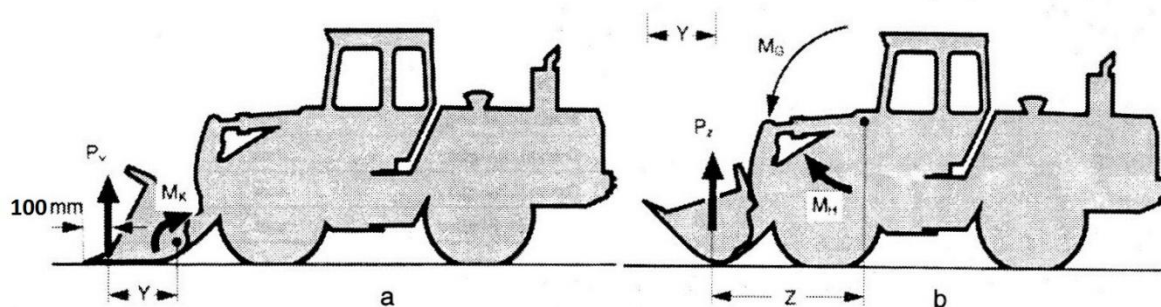
Na obr. 9 jsou znázorněné pracovní polohy lopaty. B je vykládací výška lopaty při sklopení lopaty o úhel $\beta=45^\circ$. H značí vyložení lopaty při vykládací výšce B a zároveň je vzdáleností od předních pneumatik. Úhel α je řezný úhel a nachází se mezi podkladem a lopatou. Pod tímto úhlem se najíždí do nakládaného materiálu.

Vylamovací síla (viz obr. 11) vzniká činností jednoho nebo více hydromotorů, ovládajících nepřímo lopatu prostřednictvím páky. Působí kolmo nahoru ve vzdálenosti 100mm od řezné hrany zubů a ve vzdálenosti Y od otočného čepu lopaty. Vylamovací síla je dána vztahem:

$$P_v = \frac{M_{kl}}{Y} \quad (1.1)$$

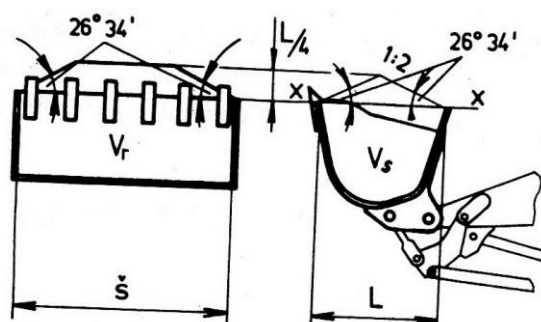
Kde M_{kl} je klopný moment a Y délka ramena

Při zdvihu se uplatňuje zdvihová síla P_z , která vzniká činností hydromotorů, ovládajících výložník s lopatou. Působí v těžišti nákladu na rameni Z - viz obr. 11.



Obr. 11 – a) znázornění vylamovací síly P_v , a b) zdvihové síly P_z - [9, obr. 7.2.3, str. 351]

Pracovní nástroj – lopata má různá provedení podle druhů a měrných hmotností nabíraných materiálů. Jedním z parametrů lopaty je geometrický objem lopaty $V_s(m^3)$, který je dán prostorem ohraničeným dnem a bočními stěnami lopaty rovinou x-x, viz obr. 12.



Obr. 12 - objem a rozměry základní lopaty nakladačů – [9, obr. 7.2.2, str. 350]

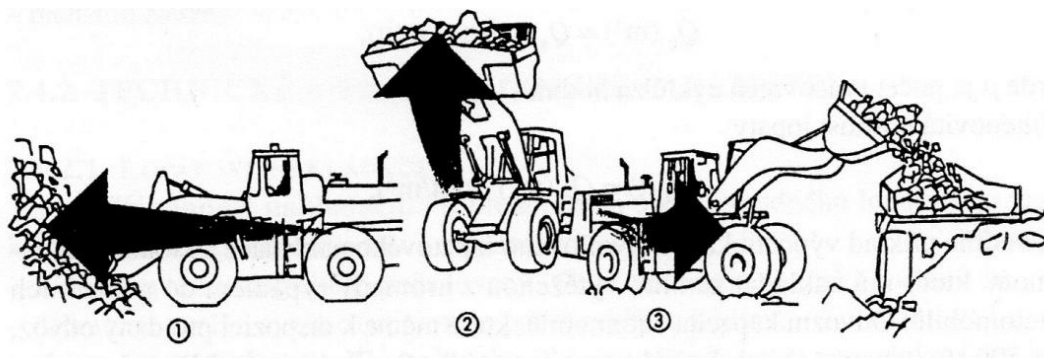
Navršený objem (jmenovitý objem) je definovaný $V_r = V_s + \text{navršení}$. Sklon navršení je podle ČSN i SAE definován 1:2 ($26^\circ 34'$). Navršený objem V_r je asi o 10 až 20% větší než geometrický objem V_s .

Dalším parametrem lopaty je její maximální nosnost Q_{\max} (t nebo kN). Maximální nosnost lopaty se definuje jako největší hmotnost zátěže nabraného materiálu do lopaty, jež působí v těžišti T lopaty, která může být zvednutá do polohy maximálního vyložení H při zachování podélné stability (ISO 8313) – viz obr. 9.

1.2.2 Technologický postup při nakládce a postup při planýrování nebo těžení [9, str. 372-375]

1.2.2.1 Technologický postup při nakládce

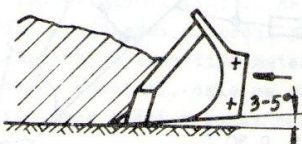
Nakládka se skládá ze tří fází, kterými jsou nabírání materiálu, poježdění s naplněnou lopatou do vyklápěcí polohy a vyklápění obsahu lopaty do odvozního prostředku.



Obr. 13 - technologický postup při nakládce nakladačem s kloubovým rámem: 1 - nabírání z hromady, 2 - poježdění s naplněnou lopatou do vyklápěcí polohy, 3 - vyklápění lopaty do odvozního prostředku – [9, obr. 7.4.25, str. 372]

Proces nabírání materiálu se provádí ve třech etapách:

- Pomalý a kolmý příjezd stroje na místo nakládky a přestavění lopaty do nakládací polohy, při které jsou zuby lopaty mírně nakloněny dolů pod řezným úhlem α - viz obr. 9.
- Další etapou nabírání je pojezd stroje do materiálu, při němž je třeba řídicí pákou a plynovým pedálem regulovat tažnou sílu stroje s řeznými silami tak, aby nedocházelo k prokluzu kol. Ztrácí-li stroj posuvnou rychlost vpřed, je nutné změnit řezný odpor nadzvednutím výložníku nebo nakloněním lopaty, případně zvětšením tažné síly v kolech zvětšením objemů hydromotorů a zvýšením tlaku v hydraulickém hnacím obvodu. Řezný úhel při najíždění do materiálu se pohybuje od 3 do 5 stupňů - viz obr. 14.



Obr. 14 - najíždění do nakládaného materiálu - [6, str. 165, obr. 132 a)]

Během nakládání přechází lopata z polohy na obr. 14 do polohy znázorněné na obr. 15, kdy dojde k jejímu naplnění. Na konci nabírání úhel sklopení lopaty musí být větší než úhel tření zeminy o kov, což bývá od 40 do 50 stupňů vůči povrchu.



Obr. 15 - poloha při ukončení nabírání - [6, str. 165, obr. 132 b)]

- Poslední etapa nakládky spočívá v pokračující pomalé jízdě vpřed, při níž se naklopí lopata o úhel γ (viz obr. 9) do takové polohy, při které nevypadává materiál. Potom se lopata zvedne do transportní polohy a stroj vycouvá.

Pro nabírání lehčích materiálů lze používat dynamickou metodu nabírání, při níž se využívá pohybové energie stroje při najíždění do záběru. Při nájezdu se zvýší rychlost. Při tomto způsobu nakládky je stroj značně namáhán, proto lze nakládat pouze lehčí materiály.

Vzdálenosti při pojíždění s naplněnou lopatou až do vyklápení musí být co nejkratší. Prostor mezi nakládaným materiálem a nákladním automobilem musí být dostatečně velký a bezpečný.

Poslední fází při nakládce je vyklápení obsahu lopaty do odvozního prostředku. Materiál by se neměl vyklápat do korby odvozního vozidla z velké výšky a měl by se rovnoměrně rozložit na korbě. Korba odvozního vozidla by se neměla přeplňovat, aby se vozidlo zbytečně nepřetěžovalo.

1.2.2.2 Technologický postup při planýrování a těžení [9, str. 374]

Nastavení řezného úhlu α musí odpovídat vlastnostem těžené horniny. Každá hornina má jiné řezné odpory a jiné adhezní vlastnosti. Mezi nejlépe zpracovatelné zeminy patří vlhká ornice s malými řeznými odpory a dobrými adhezními vlastnostmi. Písečná zemina a písek mají na jednu stranu malé řezné odpory, ale na druhou stranu malou adhezi.

Při těžení zvětralých hornin, které mají velké řezné odpory, je nutné volit vhodný úhel řezu a použít vylamovací techniku, kdy se při uvolňování zeminy z masívu použije naklápačického pohybu lopaty pomocí přímočarých pístových hydromotorů pracovního ústrojí.

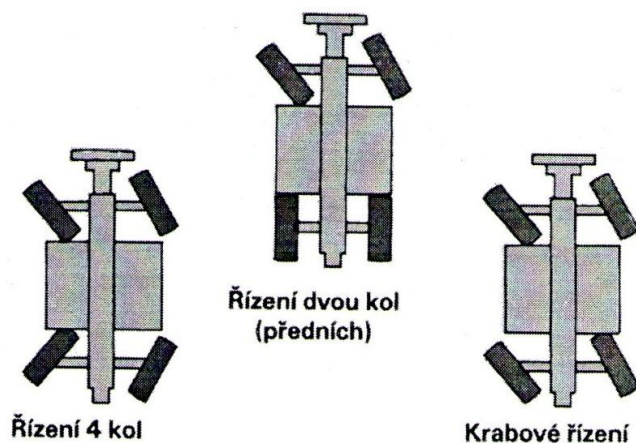
Na základě provozních zkušeností se doporučují tyto hodnoty:

- pro písčité a lehké zeminy $\alpha = 5 - 8^\circ$,
- pro plastické a kamenité zeminy $\alpha = 15 - 30^\circ$,
- pro zvětralé horniny $\alpha = 30^\circ$ i větší.

1.2.3 Druhy řízení čelních kolových nakladačů [9, str. 107]

Kolové nakladače musí být značně mobilní a schopné manévrovat na malém poloměru otáčení. Pro řízení kolového traktorového nosiče se používá následujících několika způsobů řízení kol podle toho, zda jsou hnací všechna čtyři kola nebo jenom dvě.

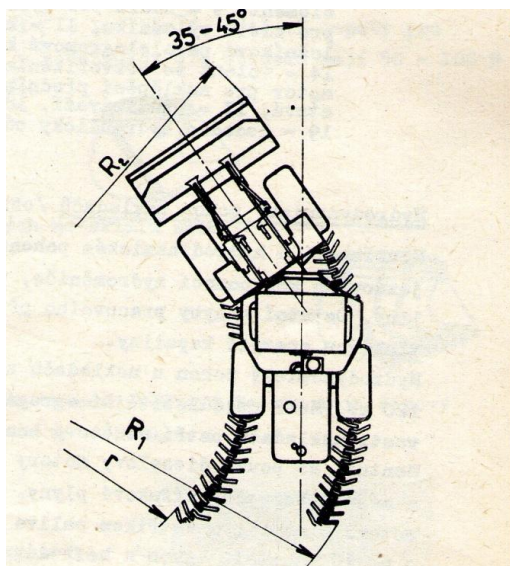
- Dvě přední kola menšího průměru jsou kola řídící a dvě zadní kola jsou hnacími koly. Uvedené uspořádání se nazývá 2 x 2 – dvě hnací kola a dvě řídící.
- Dvě zadní kola jsou hnací a řiditelná a přední kola stejného nebo různého průměru jsou pevná – také se tento způsob uspořádání označuje 2 x 2.
- Všechna 4 kola jsou hnací, a přední 2 jsou řiditelná – označuje se 4 x 2.
- Řízení stroje je prováděno děleným rámem a všechna kola jsou hnací a obvykle stejného průměru.
- Všechna 4 kola mají stejný průměr, jsou hnací a řiditelná. Mají označení 4 x 4 x 4.



Obr. 16 - různé polohy kol u traktorů řízených všemi koly – [9, obr. 1.5.17, str. 107]

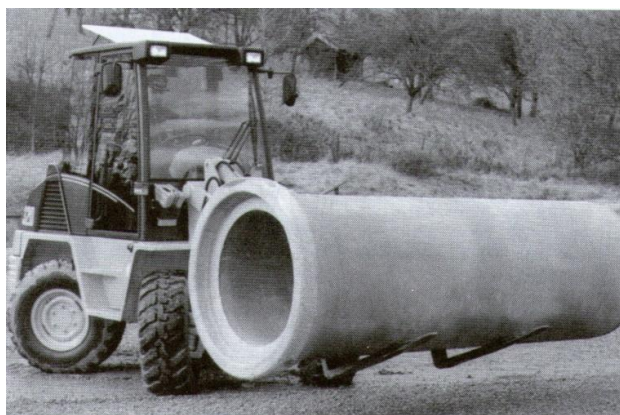
U kolových lopatových nakladačů se používají tyto druhy řízení:

- Řízení děleným rámem, které se v praxi nejvíce používá. Na obr. 17 je znázorněné schéma řízení děleným kloubovým rámem, při němž
 - přední rám se přestavuje oproti zadnímu na obě strany o úhel 35°- 45°, v některých případech o 50°.
 - U této konstrukce se ve srovnání s řiditelnou nápravou zmenšuje poloměr otáčení až o 30%.
 - Při zatáčení sledují zadní kola v oblouku stopu předních kol, což zmenšuje jízdní odpor zvláště při jízdě v nakypřené půdě.
 - Zadní náprava je kyvná.



Obr. 17 - řízení děleným kloubovým rámem – [8, obr. 4.120, str. 111]

2. Řízení všech kol, přičemž lze každé kolo různě natočit o úhel $35^\circ - 45^\circ$ a tím zmenšit poloměr otáčení – viz schéma na obr. 16. Systémy také umožňují přepnout řízení na kruhové natáčení nebo na příčnou jízdu stroje. Na obr. 18 je znázorněná ukázka uplatnění tohoto způsobu řízení kol na menším nakladači.



Obr. 18 - ukázka řízení všech kol – [9, obr. 7.4.7, str. 362]

3. Poněkud skoro nepoužívaným způsobem řízení kol nakladačů je nápravové řízení. Tento způsob řízení je podobný řízení nákladních automobilů s tuhým jednodílným rámem. Řízení se provádí zadní nápravou a lze jej charakterizovat tak, že
 - v zatáčce vytvářejí kola čtyři stopy, což v terénu působí větší jízdní odpor,
 - ve srovnání s kloubovým rámem má poloměr otáčení větší o 30%.

Z uvedených i jiných důvodů se tento systém řízení téměř nepoužívá.

4. Dalším způsobem řízení především u mininakladačů je rozdílný hydrostatický náhon stranových kol. Tyto nakladače mají velmi malý rozvor a v nerovném terénu relativně menší stabilitu.

1.2.4 Kinematika mobilního stroje s děleným kloubovým rámem [4, str. 78 - 80]

Hydrostatický pohon kol se nejčastěji používá u mobilních pracovních strojů, u nichž bývají výrazně menší poloměry při zatáčení. Proto při jízdě v zatáčce jsou vynucené difference kol jedné nápravy větší než u jiných typů vozidel jako například osobních automobilů.

Mobilní pracovní stroj, jemuž budu navrhovat hydrostatický pohon s hydrokoly bude typu čelního kolového nakladače. U toho typu mobilního pracovního stroje se výkon rozděluje mezi pracovní mechanismus a pojezdový mechanismus.

Mobilní pracovní stroj typu čelního nakladače se skládá ze dvou symetrických rámu – předního a zadního. Lze také používat termín polorámy. Tento typ vozidla s dvěma rámy bývá vybaven hydraulickým servomechanismem pro řízení směru jízdy.

Řízení takového typu stroje probíhá natáčením předního rámu vůči zadnímu kolem dvou čepů spojujících přední a zadní rám v horní a dolní části. Kyvné natáčení zadního rámu kolem jeho podélné osy umožňuje uložení zadního rámu na čepu, který jej spojuje se zadní nápravou.

Vztah pro vynucené difference otáček kol neřízené zadní nápravy je následující:

$$\Delta n = n_p \frac{a}{2R_s} \quad (1.2)$$

,kde:

Δn – vynucené difference otáček kol

n_p – referenční otáčky kol vztažené ke středu nápravy (rámů) při jízdě dopředu v přímém směru.

a – rozchod kol nápravy

R_s – poloměr zatáčení středu zadní nápravy a kol přední nápravy

Za předpokladu, že se mobilní stroj pohybuje rychlostí v_p v přímém směru, mají všechna čtyři kola stejnou obvodovou rychlost (stejně otáčky). Vztah pro obvodovou rychlost kola je následující:

$$v_p = r_k \cdot \omega_p \quad (1.3)$$

$$v_p = 2\pi r_k n_p \quad (1.4)$$

,kde:

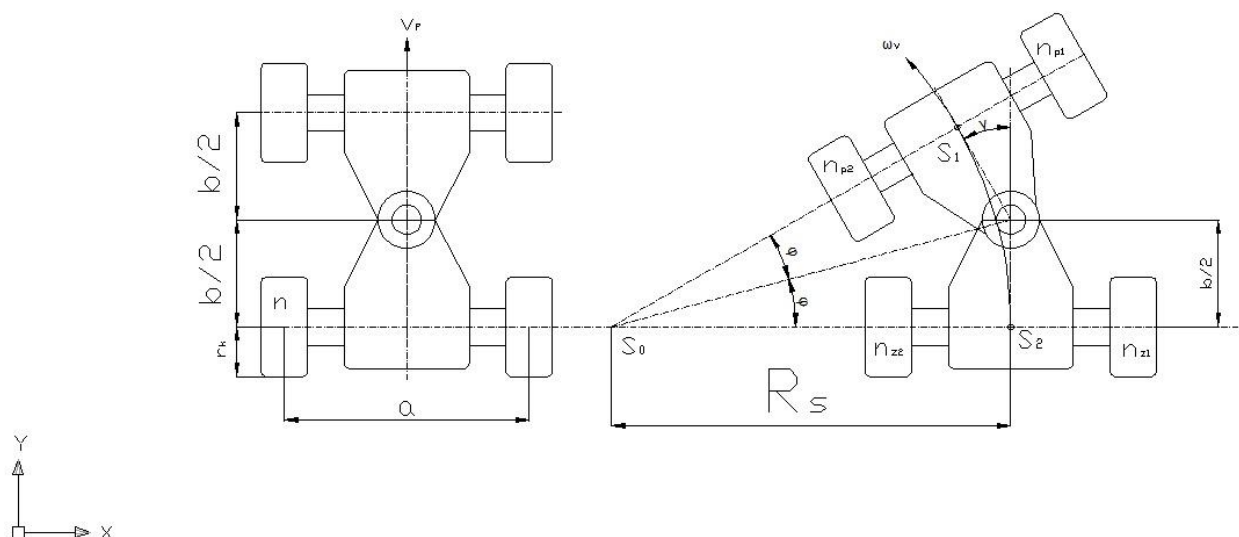
v_p – posuvná rychlost kol při jízdě dopředu v přímém směru

r_k – výpočtový poloměr kola (stejný pro všechna kola)

ω_p – úhlová rychlost kol při jízdě dopředu v přímém směru

n_p – otáčky kol při jízdě dopředu v přímém směru.

Otáčky kol při jízdě v přímém směru pokládáme za referenční za předpokladu, chceme - li vyhodnotit diferenci otáček jednotlivých kol při jízdě zatáčkou.



Obr. 19 - kinematika kloubového podvozku při jízdě zatáčkou - [4, str. 79, obr. 1]

Jak je z obr. 19 patrné, dělený podvozek se skládá ze dvou symetrických rámců, které jsou spojené dvěma čepy. Při jízdě zatáčkou se středy náprav S_1 a S_2 pohybují po stejné kružnici o velikosti poloměru zatáčení R_s .

Na obr. 19 je zobrazena kinematika podvozku při jízdě stroje zatáčkou. Rychlost jízdy vozidla zatáčkou vztahujeme k rychlosti ve středu nápravy (rámců). Za předpokladu, že se mobilní stroj pohybuje rychlostí v_v v zatáčce bez diferenciální vazby kol, mají všechna čtyři kola stejnou obvodovou rychlost (stejně otáčky).

Vztah pro obvodovou rychlost v_v kola při jízdě dopředu v zatáčce je následující

$$v_v = r_k \cdot \omega_v \quad (1.5)$$

$$v_v = 2\pi r_k n_v \quad (1.6)$$

,kde:

v_v – obvodová rychlost kola vztažena ke středu nápravy při zatáčení

r_k – výpočtový poloměr kola (stejný pro všechna kola)

ω_v – úhlová rychlost vztažena ke středu nápravy při zatáčení za jízdy dopředu

n_v – otáčky kol vztažené ke středu nápravy při zatáčení za jízdy dopředu.

Ze symetrie kinematiky kloubového rámu plyne, že při jízdě zatáčkou se středy náprav S_1 a S_2 pohybují po stejné kružnici s poloměrem zatáčení R_S . Pro rychlost jízdy vozidla, které má podvozek typu děleného kloubového rámu, během zatáčení platí, že rychlost vozidla zatáčkou se lze ztotožnit s obvodovou rychlostí otáčení středu nápravy (rámů). Rychlost otáčení středu náprav při zatáčení má stejnou velikost jako hodnota rychlosti v přímém směru.

Platí:

$$v_v = v_p \quad (1.7)$$

$$v_v = R_S \cdot \omega_v \quad (1.8)$$

$$v_v = 2\pi \cdot r_k \cdot n_p \quad (1.9)$$

Středy náprav (rámů) se při jízdě v zatáčce pohybují po stejném poloměru zatáčení. Tímto mají středy náprav (rámů) stejnou úhlovou rychlost respektive obvodovou rychlost.

Proto se do mobilních strojů s kloubovým děleným rámem nemusí zabudovávat mezinápravový diferenciál. Úhlová rychlost vnitřních kol předního rámu a zadní nápravy je při jízdě zatáčkou stejná. Tomu je tak, protože se kola pohybují po stejném poloměru zatáčení.

Pro úhlovou rychlost a otáčky vnitřních kol při zatáčení platí:

$$\omega_{p1} = \omega_{z1} = \omega_p - \Delta\omega = \left(1 - \frac{a}{2R_S}\right) \omega_p \quad (1.10)$$

$$n_{p1} = n_{z1} = n_p - \Delta n = \left(1 - \frac{a}{2R_S}\right) n_p \quad (1.11)$$

,kde:

a – rozchod kol nápravy

R_S – poloměr zatáčení vztažený ke středu nápravy

ω_{p1} – úhlová rychlost předního vnitřního kola

ω_{z1} – úhlová rychlost zadního vnitřního kola

$\Delta\omega$ – vynucená difference úhlové rychlosti

ω_p – referenční úhlová rychlost kol při jízdě v přímém směru vztažená ke středu nápravy

n_{p1} – otáčky předního vnitřního kola

. n_{z1} – otáčky zadního vnitřního kola

Δn – vynucená difference otáček

n_p – referenční otáčky kol při jízdě dopředu v přímém směru vztažené ke středu nápravy.

Při jízdě v zatáčce bez prokluzu kol jsou velikosti otáček vnitřních kol stejně velké a kola se odvalují po stejné kružnici a tudíž poloměr zatáčení je stejný pro obě vnitřní kola. Pro jejich otáčky platí, že jsou nižší o diferenci otáček vzhledem k referenčním otáčkám. Vztah pro vynucenou diferenci otáček jednotlivých kol byl uveden výše viz (1. 2), takže platí:

$$\Delta n = \frac{a}{2R_s} \cdot n_p \quad (1.12)$$

Vnější kola obou náprav se pohybují o stejnou diferenci Δn rychleji, proto jejich otáčky jsou větší o diferenci Δn vzhledem k referenčním otáčkám.

Pro otáčky vnějších kol při zatáčení platí:

$$n_{p2} = n_{z2} = n_p + \Delta n = \left(1 + \frac{a}{2R_s}\right) n_p \quad (1.13)$$

,kde:

a – rozchod kol nápravy

R_s – poloměr zatáčení ke středu nápravy

n_{p2} – otáčky předního vnějšího kola

n_{z2} – otáčky zadního vnějšího kola

Δn – vynucená difference otáček

n_p – referenční otáčky kol ke středu nápravy.

Dále pro vozidla s děleným podvozkem platí, že, natočí-li se přední rám od podélné osy vozidla o úhel γ , pak se natočí osa předního rámu vzhledem k ose zadního rámu o stejný úhel γ . Platí vztah (viz obr. 19):

$$\gamma = 2\varphi \quad (1.14)$$

V průsečíku prodloužených os přední a zadní nápravy se nachází teoretický střed otáčení vozidla S_0 . Pro okamžitý poloměr zatáčení platí vztah, vyplývající z kinematiky uspořádání mobilního stroje - viz obr. 19:

$$R_s = \frac{b}{2 \tan \varphi} \quad (1.15)$$

$$R_s = \frac{b}{2 \tan \frac{\gamma}{2}} \quad (1.16)$$

$$R_s = \frac{b}{2} \cdot \sqrt{\frac{1 + \cos \gamma}{1 - \cos \gamma}} \quad (1.17)$$

,kde:

γ - úhel při zatáčení, svírající osy předních a zadních kol

φ - úhel při zatáčení, svírající osy předních nebo zadních kol a spojnice osy čepů v místě spojení rámu a středu zatáčení

b – rozvor náprav

R_s – poloměr zatáčení ke středu náprav.

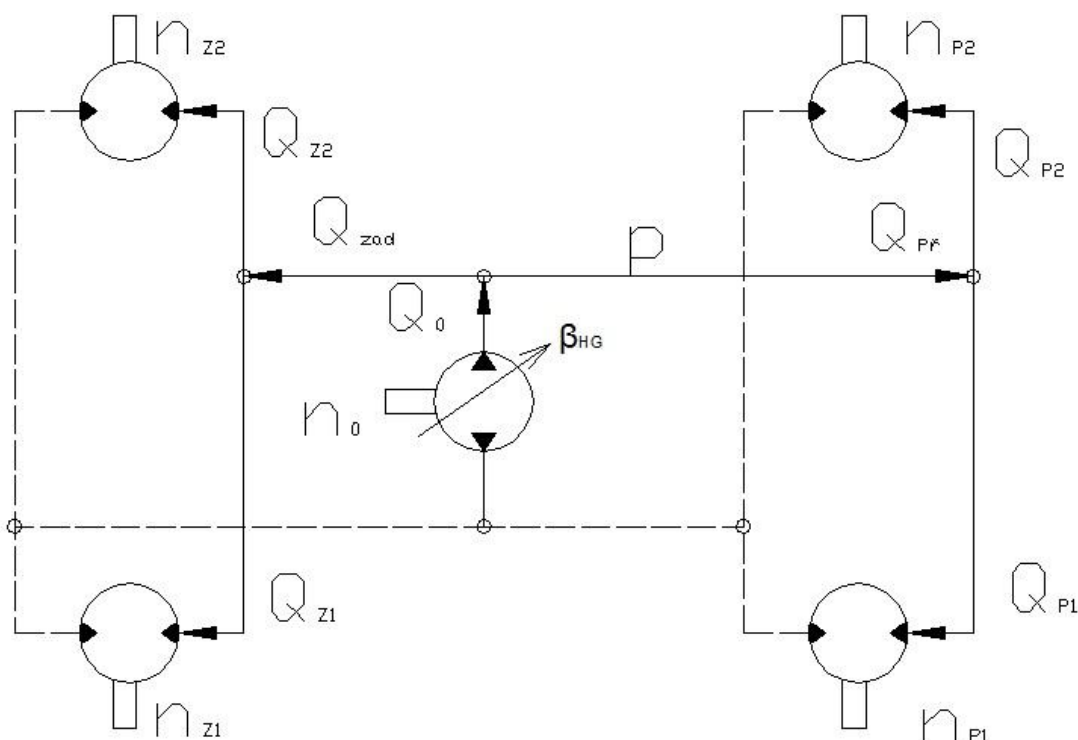
Teoretický maximální úhel natočení předního rámu γ_{\max} je omezen nepřipustností kontaktu vnitřních kol.

1.3 Uspořádání hydrostatických obvodů v hydrostatickém pojezdovém mechanismu

Čelní kolový nakladač bude poháněn všemi čtyřmi koly. Existuje mnoho variant z hlediska návrhu takového hydrostatického obvodu

1.3.1 Analýza hydrostatického obvodu s jedním regulačním variabilním hydrogenerátorem [4, str. 81 - 82]

Na hydrostatickém obvodu s jedním regulačním hydrogenerátorem názorně předvedu, jak funguje hydrostatický pohon pojezdu.



Obr. 20 – hydraulický obvod s jedním regulačním hydrogenerátorem - [4, str. 81, obr. 3]

Hydrogenerátor hydraulického obvodu z obr. 20 je poháněn spalovacím motorem, který bývá většinou umístěn na zadním rámu. Kabina obsluhy stroje se může nacházet v přední části nebo na zadním rámu těsně nad kulovým otočným kloubem. Každý rozdělovací uzel na hydraulickém obvodu plní funkci diferenciálu.

Hydrogenerátor je zdrojem průtoku Q_0 , pro který platí vztah:

$$Q_0 = V_{0g} \cdot n_0 \cdot \beta_{HG} \cdot \eta_{QHG} \quad (1.18)$$

kde:

Q_0 – průtok na výstupu hydrogenerátoru

V_{0g} – jmenovitý geometrický objem hydrogenerátoru

V_{0m} – jmenovitý geometrický objem hydromotoru

n_0 - otáčky hydrogenerátoru

β_{HG} - regulační parametr hydrogenerátoru

η_{QHG} - objemová účinnost hydrogenerátoru; závisí na pracovním režimu

Průtok Q_0 se rozděluje na 2 proudy, pohánějící hydromotory kol na přední nápravě $Q_{př}$ a hydromotory kol na zadní nápravě Q_{zad} :

$$Q_0 = Q_{př} + Q_{zad} \quad (1.19)$$

V rozdělovacím uzlu vysokotlaké větve přední nápravy (znázorněná plnou čarou) se průtok $Q_{př}$ rozděluje k hydromotorům podle distribuční rovnice:

$$Q_{př} = Q_{P1} + Q_{P2} \quad (1.20)$$

A pro průtoky k hydromotorům zadní části platí:

$$Q_{zad} = Q_{Z1} + Q_{Z2} \quad (1.21)$$

V tomto hydraulickém obvodu se předpokládá, že hydromotory mají stejný jmenovitý geometrický objem V_{0m} . Pro jednotlivé otáčky hydromotorů teoreticky platí:

$$n_{P1} = \frac{Q_{P1}}{V_{0m}} \quad (1.22), \quad n_{P2} = \frac{Q_{P2}}{V_{0m}} \quad (1.23), \quad n_{Z1} = \frac{Q_{Z1}}{V_{0m}} \quad (1.24), \quad n_{Z2} = \frac{Q_{Z2}}{V_{0m}} \quad (1.25).$$

V případě jízdy v přímém směru bez prokluzování se teoretické výstupní průtoky v rozdělovacích uzlech dělí na polovinu vstupního průtoku, přičemž platí:

$$Q_{př} = Q_{zad} = \frac{1}{2} Q_0; \quad (1.26)$$

$$Q_{P1} = Q_{P2} = Q_{Z1} = Q_{Z2} = \frac{1}{2} Q_{př} = \frac{1}{4} Q_0 = \frac{1}{4} V_{0g} \cdot n_0 \cdot \beta_{HG} \quad (1.27)$$

Pro otáčky v přímém směru platí, že jsou stejně velké:

$$n_{P1} = n_{P2} = n_{Z1} = n_{Z2} = \frac{1}{4} \frac{Q_0}{V_{0m}} = \frac{1}{4} \frac{V_{0g}}{V_{0m}} \cdot n_0 \cdot \beta_{HG} \quad (1.28)$$

Vysokotlaká větev je znázorněna plnou čarou. V celé vysokotlaké větvi všech paralelně připojených hydromotorů je všude stejný tlak p . V nízkotlaké větvi, znázorněné čárkovanou čarou, je tlak p_T .

Pro zjednodušení lze předpokládat tlak v nízkotlaké větvi za nulový. Proto lze místo tlakového spádu mezi vysokotlaké a nízkotlaké větvi používat systémový tlak p vysokotlaké větve.

Za toho předpokladu hydrogenerátor zatěžuje spalovací motor následujícím momentem M_0 :

$$M_0 = \frac{V_{0g}}{2\pi} \cdot p \cdot \beta_{HG} \cdot \frac{1}{\eta_{hmHG}} \quad (1.29)$$

,kde:

M_0 – zatěžující moment

V_{og} – geometrický objem hydrogenerátoru

p – systémový tlak

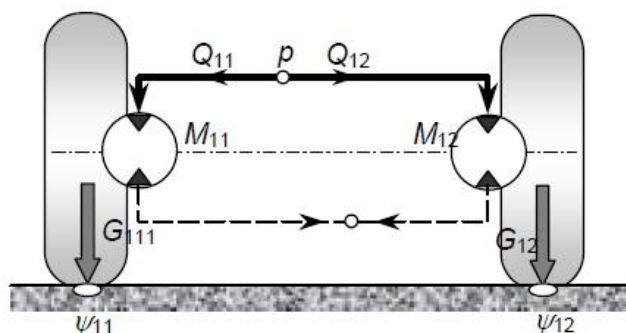
β_{HG} - řídicí parametr hydrogenerátoru

η_{hmHG} – hydromechanická účinnost hydrogenerátoru.

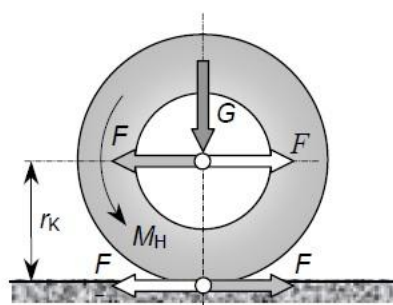
Teoretické momenty při přímé jízdě i při jízdě zatáčkou bez prokluzu jsou na všech čtyřech hydromotorech stejně velké.

$$M_{P1} = M_{P2} = M_{Z1} = M_{Z2} = \frac{V_{om}}{2\pi} \cdot p \quad (1.30)$$

1.3.2 Vyšetření adhezních podmínek v hydrokolech [4, str. 82- 83]



Obr. 21 – adhezní vazba mezi hydrokoly jedné nápravy - [4, str. 82, obr. 5]



Obr. 22 – síly a momenty působící na kolo - [4, str. 82, obr. 4]

Moment, který je přenášen poháněným hydrokolem, je určen výslednou silou odporů působících proti pohybu vozidla. Přenos sil a momentů jedním poháněným kolem je znázorněn na obr. 22. Na obr. 21 je znázorněná adhezní vazba hydrokol jedné poháněné nápravy. Hydromotory, které pohání kola, jsou uspořádány do společného hydraulického obvodu.

Součet všech odporových sil působících proti pohybu vozidla představuje vnější zatěžovací sílu ΣF_Z . Část celkové síly F_Z se přenáší na střed poháněného kola. V ustáleném stavu systém přenosu výkonu vytvoří hnací sílu F_H , která je co do velikosti stejně velká jako zatěžovací síla F_Z , ale má opačný směr než síla F_Z .

Proto platí:

$$F_H = -F_Z \quad (1.31)$$

Hnací moment je vytvářen působením hnací síly na efektivním poloměru r_k . Velikost momentu je dána vztahem:

$$M_H = F_H \cdot r_k. \quad (1.32)$$

Adhezní podmínky na vozovce omezují přenos hnací síly v místě kontaktu kola s vozovkou. Poháněné kolo, na které působí složka G tíže vozidla, přenesse na vozovku bez prokluzu každou zatěžovací sílu, která je menší než adhezní síla F_A , která je dána vztahem:

$$F_A = G \cdot \psi \quad (1.33)$$

kde ψ je koeficient adheze. Koeficient adheze závisí na materiálu povrchu vozovky. Prokluz kola začíná při rovnosti zatěžovací a adhezní síly. Intenzivní prokluz kola vysokými otáčkami vzniká při vyvinutí větší síly než adhezní síla. Nejvyšší síla, kterou může kolo přenést, se rovná adhezní síle:

$$F_{H \max} = F_A = G \cdot \psi \quad (1.34)$$

Adhezní moment, který se rovná maximálnímu hnacímu momentu, odpovídá právě maximálnímu využitelnému hnacímu momentu pro pohon vozidla.

Platí právě:

$$M_{H \max} = F_{H \max} \cdot r_k = F_A \cdot r_k = G \cdot \psi \cdot r_k \quad (1.35)$$

Předpokládejme, že adhezní síla na předním vnitřním levém kole je daná vztahem

$$F_{AP1} = G_{P1} \cdot \psi_{P1} \quad (1.36)$$

a že adhezní síla na předním vnějším pravém kole je daná vztahem

$$F_{AP2} = G_{P2} \cdot \psi_{P2} \quad (1.37)$$

Jsou-li obě adhezní síly stejně velké, tak jsou oba hydromotory předních kol zatíženy stejně velkými nenulovými momenty, pro které platí:

$$M_{P1} = M_{P2} = F_A \cdot r_k = \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot p \quad (1.38)$$

Pokud se adhezní síly v kolech popisované přední nápravy nebudou rovnat, například při $F_{AP1} < F_{AP2}$, potom kolo s horšími adhezními vlastnostmi přenesse odpovídající menší moment. Druhé kolo, na kterém jsou lepší adhezní podmínky, však přenesse stejně velký moment jako kolo s horšími adhezními podmínkami, takže nedojde k úplnému využití hnací síly. Tato vlastnost je společnou pro všechny druhy diferenciálů, včetně hydraulického diferenciálu realizovaného prostým rozdělovacím uzlem na hydraulickém vedení. Nejmenší zátěž určuje tlak ve vysokotlaké větvi rozvětveného hydraulického obvodu. Vztahy pro momentovou zátěž kola platí i při rozdílných adhezních silách ve tvaru:

$$M_{P1} = M_{Z1} = M_{Z2} = M_{P2} = F_{A \min} \cdot r_k = \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot p_{\min} \quad (1.39)$$

Pro neregulační hydromotor je systémový tlak dán vztahem:

$$p = \frac{2\pi \cdot r_k}{V_{0m}} \cdot F_{A \min} \quad (1.40)$$

kde

- $F_{A \min}$ - adhezní síla na kole s nejhoršími adhezními vlastnostmi
- V_{0m} – jmenovitý geometrický objem hydromotoru
- r_k – poloměr kola

Při ztrátě kontaktu kola s vozovkou tíha G nepřítlačuje kolo na vozovku. V tomto případě je adhezní síla, připadající na toto kolo, nulová. Kolo, na kterém je nulová adhezní síla, se začíná protáčet maximálními otáčkami, čímž i zbývající kola s lepšími adhezními podmínkami se zastaví. Podmínky v tomto případě jsou podobné jako při intenzivním prokluzu kola na povrchu s téměř nulovou adhezí.

Za těchto podmínek bude také systémový tlak v hydraulickém obvodu téměř nulový a maximální hnací momenty, které mohou přenést kola s lepšími adhezními podmínkami, budou téměř nulové. Důsledkem těchto nepříznivých okolností může vozidlo uvíznout. Proto se v hydraulických obvodech využívají různé protiprokluzové systémy spojené s elektronickým řízením otáček a průtoku na hydrogenerátoru a hydromotoru podle toho, do jaké míry některé kolo prokluzuje.

1.4 Moderní provedení hydrostatických hydraulických obvodů a způsoby zajišťování diferenciální vazby a uzávěry diferenciální vazby u těchto pohonů pojezdu

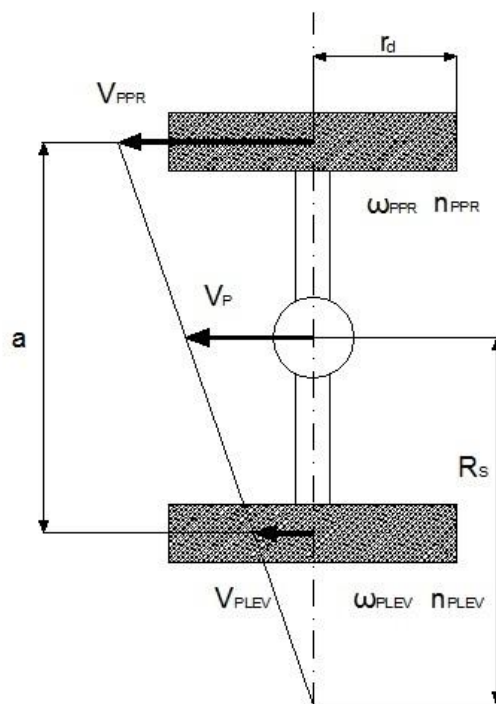
1.4.1 Popis funkce klasického mechanického planetového diferenciálu [2],[11],[12],[15]

Klasický planetový nápravový diferenciál pro rozvodovky s kuželovými koly rozděljuje výkon na obě hnací kola, uvažuje-li se varianta s jednou hnací nápravou. Při průjezdu vozidla zatáčkou diferenciál vyrovnává rozdíly počtu otáček hnacích kol.

Jedou-li kola jedné nápravy po různě dlouhých drahách bez smyku nebo bez prokluzu, například v zatáčce, tak se otáčejí různými rychlostmi, kterými se otáčejí i planetová kuželová kola diferenciálu na opačných koncích poloos.

Díky vzájemné vazbě planetových kol přes vyrovnávací satelity se udržují symetrické difference rychlostí otáčení kol od rychlosti otáčení talířového kola. Satelitní kola se volně otáčejí na osách, upevněných ve skříni diferenciálu, která je unášena hnacím talířovým kolem.

Na obr. 23 je znázorněná kinematika nápravového diferenciálu a jednotlivé obvodové rychlosti kol.



Obr. 23 - kinematika nápravového diferenciálu – [15]

Význam jednotlivých parametrů:

Indexem PR značím veličiny na pravém kole a indexem LEV veličiny na levém kole.

- levé a pravé kolo viděno z dopředného směru jízdy

a rozchod kol

r_d dynamický poloměr kola

R_s poloměr zatačení vztažený ke středu nápravy

n_{PLEV} , n_{PPR} otáčky levého a pravého kola

ω_{PLEV} , ω_{PPR} úhlová rychlost levého a pravého kola

v_{PLEV} , v_{PPR} obvodové rychlosti levého a pravého kola

ω_p úhlová rychlost vztažená ke středu nápravy

v_p posuvná rychlost vztažená ke středu nápravy

M_{LEV} , M_{PR} momenty na kolech

M_{PR} moment na pravém kole

M_{LEV} moment na levém kole

M_{dif} moment klece diferenciálu

Pro nápravový diferenciál platí následující vztahy:

Momentová rovnováha:

$$M_{LEV} = M_{PR} = \frac{M_{dif}}{2} \quad (1.41)$$

Energetická rovnováha:

$$P_{LEV} = M_{LEV} \cdot \omega_{PLEV} \quad (1.42)$$

$$P_{PR} = M_{PR} \cdot \omega_{PPR} \quad (1.43)$$

$$\frac{P_{LEV}}{P_{PR}} = \frac{\omega_{PLEV}}{\omega_{PPR}} \quad (1.44)$$

Kinematické vztahy:

$$\frac{v_{PLEV}}{v_P} = \frac{R_S - \frac{a}{2}}{R_S} \quad (1.45)$$

$$\frac{v_{PPR}}{v_P} = \frac{R_S + \frac{a}{2}}{R_S} \quad (1.46)$$

$$\omega_{PLEV} = v_P \frac{R_S - \frac{a}{2}}{r_d R_S} \quad (1.47)$$

$$\omega_{PPR} = v_P \frac{R_S + \frac{a}{2}}{r_d R_S} \quad (1.48)$$

$$\omega_{dif} = \frac{\omega_{PPR} + \omega_{PLEV}}{2} \quad (1.49)$$

$$\rho = \frac{R_S}{a} \quad (1.50)$$

$$v_{PPR} = \left(R_S + \frac{a}{2}\right) \omega_{dif} = r_d \omega_{PPR} \Rightarrow \omega_{PPR} = \frac{v_P}{r_d} \left(1 + \frac{1}{2\rho}\right) \quad (1.51)$$

$$v_{PLEV} = \left(R_S - \frac{a}{2}\right) \omega_{dif} = r_d \omega_{PLEV} \Rightarrow \omega_{PLEV} = \frac{v_P}{r_d} \left(1 - \frac{1}{2\rho}\right) \quad (1.52)$$

$$\frac{v_{PPR}}{v_{PLEV}} = \frac{\omega_{PPR}}{\omega_{PLEV}} = \frac{2\rho + 1}{2\rho - 1} \quad (1.53)$$

1.4.1.1 Uzávěrka mechanických diferenciálů [11, str. 319],[12, str. 383]

Uzávěrka diferenciálu zabraňuje vzájemně rozdílnému otáčení jeho planetových kol. Uzávěrky diferenciálu se dělí na příčné a podélné

Příčná uzávěrka diferenciálu uzavírá vyrovnávání počtu otáček mezi hnacími koly nápravy při průjezdu zatáčkou. Princip příčné uzávěrky diferenciálu spočívá v tom, že přiděluje praktický celý točivý moment tomu hnacímu kolu nápravy, které má lepší přilnavost.

Podélná uzávěrka diferenciálu se uplatňuje u vozidel s dvěma hnacími nápravami (4x4) a její princip spočívá v tom, že uzavírá vyrovnávání počtu otáček mezi koly dvou hnacích náprav. Podélná uzávěrka diferenciálu se vyskytuje u mezinápravových diferenciálů. Podélná uzávěrka diferenciálu přiděluje hnacím kolům nápravy, která mají lepší přilnavost, více točivého momentu.

Samosvorný diferenciál má omezenou svornost uzávěrky. Samosvorné nápravové diferenciály jsou typem diferenciálů s částečně blokující uzávěrkou, u nichž se zabraňuje dvěma extrémům. V jedné krajnosti dojde k úplnému vyrovnání otáček obou kol - účinnost 100%. V druhé krajnosti dojde k úplnému zastavení jednoho kola – svornost 100%.

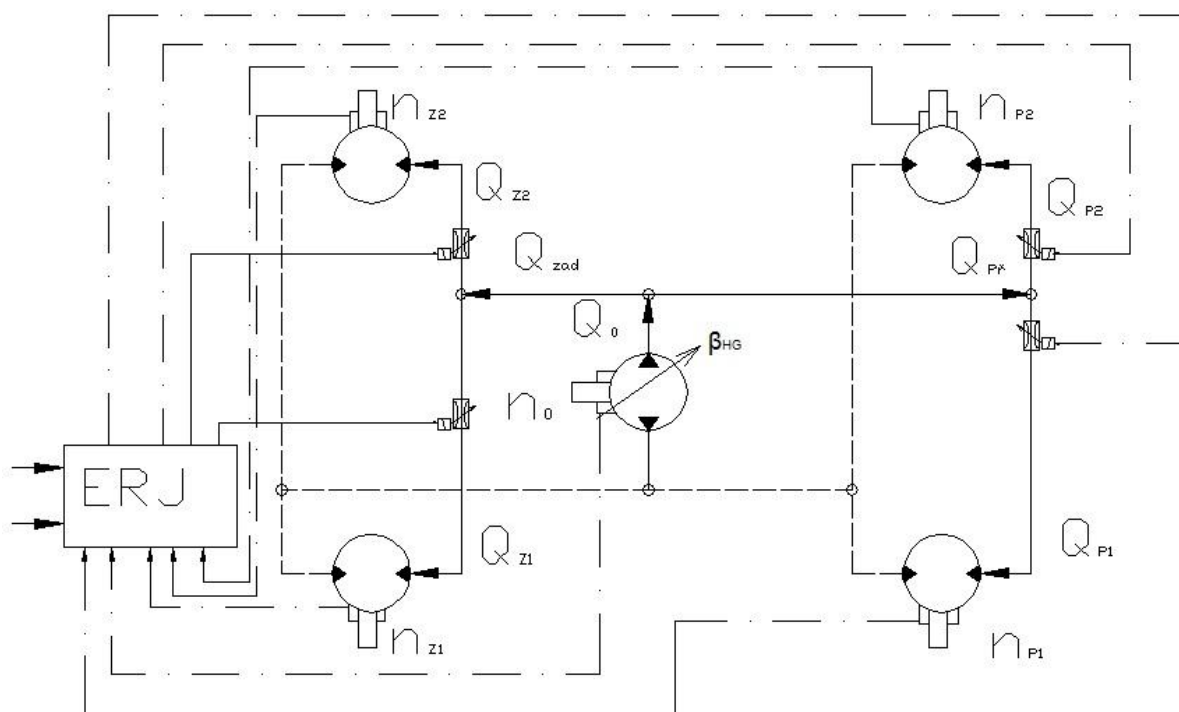
Samosvorný diferenciál má tedy omezenou svornost uzávěrky tím, že se vyrovnávání počtu otáček blokuje samočinně, například mezi hnacími koly nápravy. Hnacímu kolu s lepší přilnavostí se přivádí více točivého momentu.

Svornost S diferenciálu se číselně vyjadřuje poměrem maximálního rozdílu záběrových momentů a jejich součtu v procentech. Hodnota svornosti S udává, jaký je rozdíl točivého momentu mezi levým a pravým hnacím kolem jedné hnací nápravy, popřípadě mezi dvěma rozvodovkami přední a zadní nápravy u vozidel s pohonem všech kol.

$$S = \frac{\Delta M}{M_{LEV} + M_{PR}} * 100[\%] \quad (1.54)$$

1.4.2 Uspořádání hydraulických obvodů v hydrostaticky poháněných strojích a způsoby dosažení diferenciální vazby kol a uzávěry diferenciální vazby u nich [4, str. 84 – 88, Řízený dělič průtoku]

V hydrostatických pohonech s náhonem všech kol se může vyskytovat několik druhů pohonů. Jeden z nich je hydrostatický hydraulický obvod s řízeným elektrohydraulickým děličem průtoku. Schéma takového hydraulického obvodu je znázorněné na obr. 24.



Obr. 24 - schéma hydraulického obvodu s řízeným děličem průtoku - [4, str. 84, obr. 7]

Zdrojem tlakové kapaliny je obousměrný regulační hydrogenerátor, který dodává průtok do 4 hydromotorů s konstantním geometrickým objemem. Řízený dělič průtoku se skládá z dvojice elektromagneticky řízených hydraulických odporů. Každý odpor je možné řídit samostatně. Velikost odporů nastavuje elektronická řídicí jednotka (ERJ), která vytváří algoritmus řízení na základě množství vstupních informací.

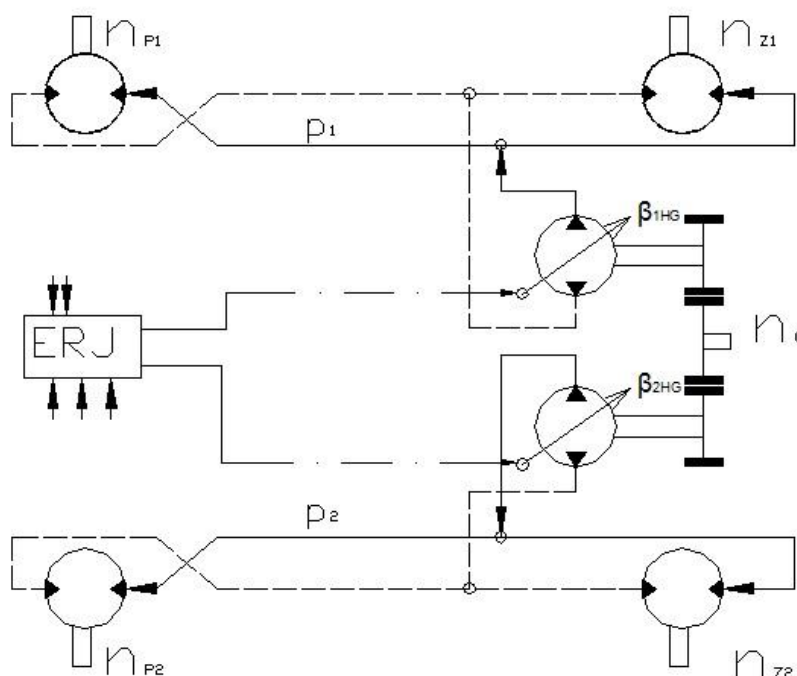
Elektronické řídicí jednotky vyhodnocují různé vstupní signály například ze snímačů otáček kol, snímačů klikového hřídele spalovacího motoru napojené na hřídel hydrogenerátoru nebo například signál od snímače úhlu γ natočení rámu nebo od inteligentního snímače funkce $\tan\varphi$.

Při překročení stanoveného mezního počtu otáček prokluzujícího kola elektronická řídicí jednotka zvýší hydraulický odpor na vstupní větvi, čímž se omezí průtok k prokluzujícímu kolu a zvýší tlak ve zbývající části vysokotlaké větve hydraulického obvodu.

Pomocí takového způsobu řízení odporů elektronickou řídicí jednotkou se zajišťuje protiprokluzová funkce obvodu. Výhodou tohoto protiprokluzového systému, který je založen na bázi použití řízených děličů průtoku, spočívá v tom, že znemožňuje intenzivní prokluz toho

kola s nejhoršími adhezními podmínkami. Na druhé straně jeho nevýhodou je, že neumožňuje úplné zablokování nápravových diferenciálů.

Další uspořádání pohonu mobilních strojů s dvěma rámy se uskutečňuje podle schématu na obr. 25.



Obr. 25 - hydrostatický pohon s dvěma samostatnými hydraulickými obvody - [4, str. 85, obr. 9]

Aby byla minimalizovaná možnost uvíznutí vozidla v nerovném terénu, stačí zablokovat nápravové diferenciály. Z toho důvodu musí mít každá strana vozidla dva hydromotory, pracující v samostatném uzavřeném hydraulickém obvodu s jedním hydrogenerátorem podle schématu na obr. 25.

Hydrogenerátory mají nastavitelný geometrický objem a oboustranný směr vytlačování pracovní kapaliny. Hydromotory jsou reverzační s konstantním geometrickým objemem.

Řízení probíhá za pomoci elektronické řídicí jednotky nastavováním regulačního parametru β_{1HG} nebo β_{2HG} na jednotlivých hydrogenerátorech podle jízdních podmínek na jednotlivých kolech.

Pokud vozidlo jede v přímém směru a na všech kolech jsou stejné adhezní podmínky, pak elektronická řídicí jednotka nastavuje regulační parametry na jednotlivých hydrogenerátorech $\beta_{1HGP} = \beta_{2HGP}$ (1.55) podle algoritmu řízení na konstantní přenášený výkon.

Za těchto podmínek jsou průtoky na výstupu hydrogenerátorů a otáčky všech kol stejné. V samostatných hydraulických obvodech jsou stejné tlaky.

Platí rovnost:

$$P_{1HGP} = P_{2HGP} \quad (1.56)$$

Zhorší-li se při jízdě v přímém směru adhezní podmínky na kterémkoliv kole, elektronická řídicí jednotka nereaguje na tuto změnu. Předpokládejme, že kolo se zhoršenými podmínkami bude pravé přední (v indexaci značeno P1). Tlak p_1 poklesne na úroveň danou zhoršenými adhezními podmínkami, ale tlak p_2 v druhé obvodové větvi zůstane na původní úrovni, odpovídající lepším adhezním podmínkám.

Zabrání se tím uvíznutí vozidla, avšak při této situaci vozidlo bude mít tendenci zatáčet na stranu s horšími adhezními podmínkami. Rozdělovací uzly na hydraulickém vedení plní funkci mezinápravových diferenciálů. Diferenciální účinek otáček vnitřních a vnějších kol zajišťuje elektronická řídicí jednotka, která vypočítává teoretické hodnoty potřebných diferenci otáček.

Řízení mobilního stroje se uskutečňuje natáčením obou rámu kolem čepů, které je spojuje. Samotné natáčení se uskutečňuje servomechanismem řízení. Servomechanismus řízení reaguje na natočení volantu řidičem. Při zatáčení se tímto rámy natočí navzájem o úhel γ při poloměru zatáčení R_s .

V uspořádání hydrostatického pohonu podle obr. 25 reaguje elektronická řídicí jednotka nastavením regulačních parametrů každého z hydrogenerátorů podle vztahů:

$$\beta_{1HG} = \beta_{1HGP} \pm \Delta\beta_{HG} \quad (1.57)$$

$$\beta_{2HG} = \beta_{2HGP} \mp \Delta\beta_{HG} \quad (1.58)$$

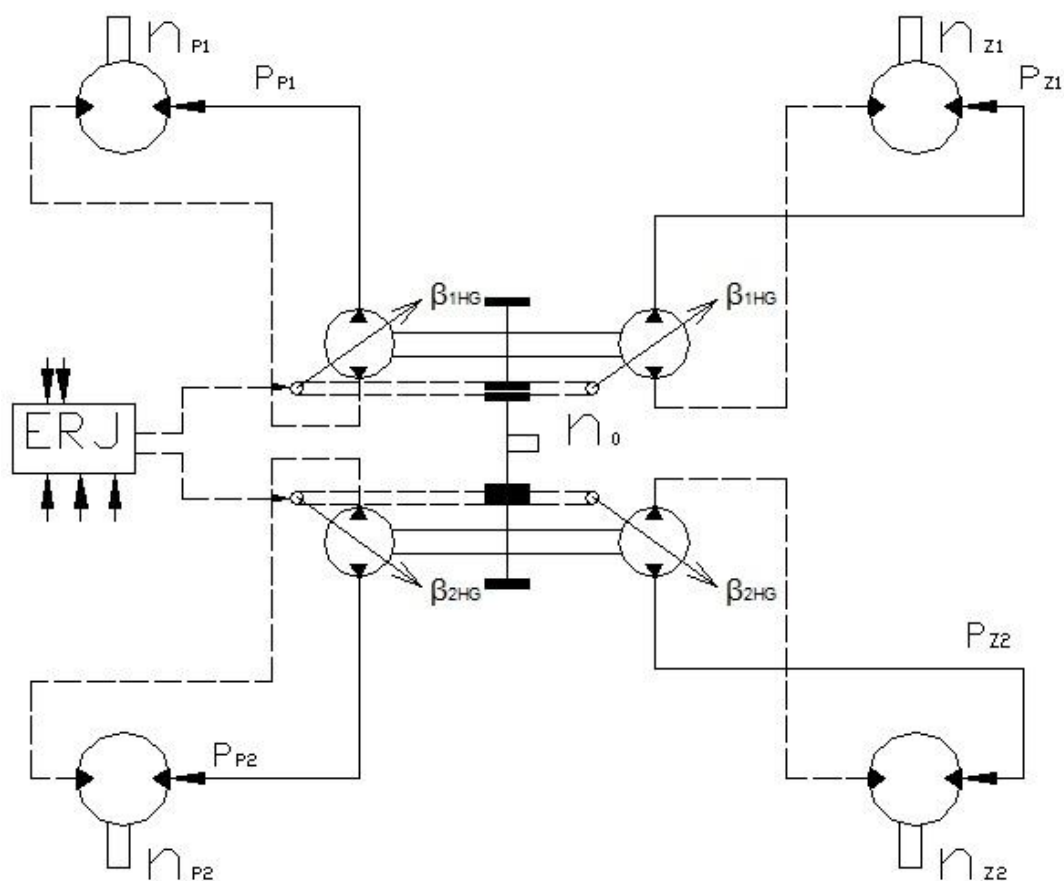
Tímhle způsobem se nastaví průtoky na hydrogenerátorech a na hydromotorech se nastaví požadované difference otáček, které odpovídají příslušnému poloměru zatáčení R_s . Pro průtoky na hydromotorech hydrokol platí vztahy:

$$Q_1 = Q_{1P} \pm \Delta Q \quad (1.59)$$

$$Q_2 = Q_{2P} \mp \Delta Q \quad (1.60)$$

Při zatáčení se vozidlo chová tak, že začne zatáčet vynucenými diferenci otáček dříve, než servomechanismus řízení nastaví oba rámy do požadované polohy. Prioritní řízení směru jízdy je zabezpečeno řízením diferenci otáček kol na levé a pravé straně vozidla. Aby se zabránilo prokluzu u takového řízení směru jízdy, rámy se natáčí současně do odpovídající polohy servomechanismem řízení.

Lepších vlastností obvodu než toho znázorněného na obr. 25 dosáhneme tím, že v místech mezinápravových diferenciálů (rozdělovacích uzlech, kde se dělí průtok) zabudujeme řízené děliče průtoků. Mnohem lepších jízdních vlastností mobilního pracovního stroje s pohonem všech kol získáme použitím čtyř samostatných hydraulických obvodů. Schéma tohoto hydraulického pohonu je zobrazeno na obr. 26.



Obr. 26 - hydrostatický pohon se čtyřmi samostatnými obvody, jeden obvod pro každé kolo - [4, str. 86, obr. 10]

Každý hydromotor pracuje v samostatném hydraulickém obvodu s jedním regulačním hydrogenerátorem. Pracovní tlak v každém samostatném obvodu odpovídá okamžitým adhezním podmínkám na poháněném kole. Proto jsou adhezní podmínky plně využité.

Hodnota řídicího parametru β_{HG} obou hydrogenerátorů pro pohon každé jedné strany vozidla je trvale stejná. Oba hydrogenerátory pro pohon jedné strany mají také stejný geometrický objem.

Pro průtoky hydromotory platí:

$$Q_{Z1} = Q_{P1} = V_{0g} \cdot i \cdot n_0 \cdot \beta_{1HG} \quad (1.61)$$

$$Q_{Z2} = Q_{P2} = V_{0g} \cdot i \cdot n_0 \cdot \beta_{2HG} \quad (1.62)$$

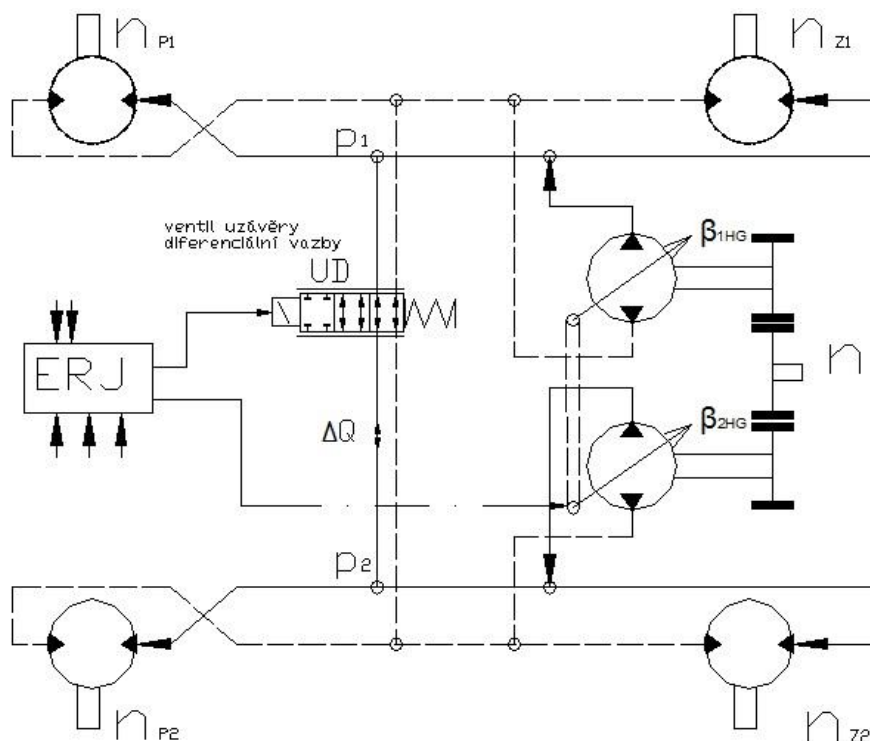
Elektronická řídicí jednotka nastavuje při jízdě v přímém směru stejnou hodnotu regulačního parametru levého i pravého hydrogenerátoru, tj. $\beta_{1HGP} = \beta_{2HGP}$ (1.63). Projíždí-li vozidlo zatáčkou, elektronická řídicí jednotka nastavuje hodnotu řídicího parametru podle diferencí otáček levé a pravé strany vozidla, tj.:

$$\beta_{1HG} = \beta_{1HGP} \pm \Delta\beta_{HG} \quad (1.64)$$

$$\beta_{2HG} = \beta_{2HGP} \mp \Delta\beta_{HG} \quad (1.65)$$

Uspořádání hydraulických pohonů se dvěma a čtyřmi samostatnými obvody jsou náročné na řízení. Poměrně vysoká složitost těchto uspořádání často snižuje provozní spolehlivost systému.

Jiné řešení provedení uzávěrky diferenciálu se naskýtá v modifikaci uspořádání pohonu se dvěma samostatnými hydraulickými obvody pro pohon levé a pravé části vozidla podle obr. 27.



Obr. 27 - řízená uzávěrka hydraulického diferenciálu - [4, str. 87, obr. 11]

Princip uspořádání hydrostatického pohonu podle obr. 27 spočívá v tom, že obvod bez nápravových diferenciálů podle obr. 25 se doplní diferenciálním vedením v podobě větve s ventilem uzávěry diferenciální vazby, spojující obě hlavní hnací větve hydraulického pohonu.

Tímto se připojí všechny čtyři hydromotory paralelně k hydrogenerátorům. Ve větvi diferenciálního vedení se nachází uzávěrka diferenciálu v podobě ventilu uzávěry diferenciální vazby, který je držený v otevřené poloze vratnou pružinou.

Při jízdě zatáčkou se stejnými adhezními podmínkami na kolech protéká diferenciálním vedením diferenční průtok ΔQ , kterého je zapotřebí k vytvoření vynucených diferencí otáček vnitřních a vnějších kol vozidla. Za tohoto stavu není nutné řídit elektronickou řídicí jednotkou samostatně geometrické objemy hydrogenerátorů.

Řídící členy hydrogenerátorů jsou podle provedení na obr. 27 spojeny mechanickou vazbou, čímž je trvale zajištěná stejná hodnota geometrického objemu na každém ze dvou hydrogenerátorů.

Jede-li vozidlo v přímém směru a jsou-li na každém kole přibližně stejné adhezní podmínky, pak je diferenční průtok nulový. Avšak při jízdě v přímém směru a zhoršených adhezních podmínkách na některém z kol se otáčky příslušného kola zvýší a diferenčním vedením začne protékat nenulový diferenční průtok.

Při vzniku prokluzu na některém z kol je elektronická řídící jednotka schopná vyhodnotit okamžitý stav na základě měření otáček všech kol a zablokovat nápravové diferenciály přesunutím šoupátka ventilu uzávěry diferenční vazby do zavřené polohy.

Při vzniku nežádoucího nenulového průtoku se ventil uzávěry diferenční vazby uzavře. Nežádoucí diferenční průtok může vzniknout při prokluzu některého z kol při jízdě v přímém směru.

Při jízdě zatáčkou protéká ventilem uzávěry diferenční vazby nenulový žádoucí diferenční průtok. Když bude v servomechanismu řízení směru jízdy vysoký tlak, je možné vyřadit řídící elektrohydraulický systém z činnosti.

Tím, že je ventil uzávěry diferenčního ventilu v zatáčce v otevřené poloze, lze vytvořit spolehlivý elektrohydraulický protiskluzový systém, fungující pouze za jízdy v přímém směru.

Aby nedošlo k uvíznutí vozidla s natočenými rámy v zatáčce, je třeba, aby elektronická řídící jednotka vyhodnocovala požadovanou velikost diferenčního průtoku při natočení obou rámů a aby elektronická řídící jednotka korigovala diferenční průtok při intenzivním prokluzu kola s nejhorsími adhezními podmínkami.

2. Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly

Mobilní pracovní stroj typu čelního kolového nakladače je poháněn svými čtyřmi hydrokoly. V každém hydrokole musí být obsažen hydromotor. Použité hydromotory jsou volené podle příslušného druhu pohonu s hydrokoly. U přímého hydrostatického pohonu s hydrokoly se používají radiální pomaluběžné hydromotory v kombinaci s brzdou, viz obr. 1.

U nepřímého hydrostatického pohonu s hydrokoly se používají rychloběžné hydromotory v kombinaci s kolovým reduktorem s planetovým převodem – viz obr. 2. Rychloběžné hydromotory bývají axiální pístové s nakloněnou řídicí deskou nebo s nakloněným blokem.

2.1 Rychloběžné hydromotory v hydrostatických pohonech s hydrokoly [5],[16],[18],[19]

Jako rychloběžné se označují hydromotory, které mohou pracovat v poměrně vysokých jmenovitých otáčkách o velikosti 2000 1/min. Bývají to axiální pístové hydromotory s nakloněnou deskou nebo nakloněným blokem. V následující tabulce 1 jsou uvedeny některé parametry axiálních pístových hydromotorů. Předpokládám, že velikost celkové účinnosti příslušných hydromotorů se pohybuje v mezích podle tabulky 1.

Tabulka 1- [5, tab. 4.1, str. 101 až 102]

hydromotory	Základní velikost: Pracovní objem	Nejvyšší pracovní tlaky	Nevyšší dosažitelné otáčky	Celková účinnost
	$V_{om} [cm^3]$	$p[MPa]$	$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$	$\eta_c [-]$
Axiální pístové s nakloněnou deskou	8 - 500	až 45	až 6000	0,88 – 0,92
Axiální pístové s nakloněným blokem	20 - 4000	až 45	až 12000	0,9 – 0,94

Typickými reprezentanty rychloběžných hydromotorů jsou například hydromotory s označením A6VE, série 63, vyráběné společností Bosch-Rexroth.

V tabulce 2 jsou uvedeny některé výkonové a jiné parametry celé řady pracovních objemů:

Tabulka 2 – [16, str. 7]

Maximální pracovní objem hydromotoru $V_{0m}[\text{cm}^3]$	28	55	80	107	160	250
$Q_{0m}[\text{cm}^3/\text{l}]$.. jmenovitý průtok na otáčku	28,1	54,8	80	107	160	250
$Q_{mmin}[\text{cm}^3/\text{l}]$..minimální průtok na otáčku	5,62	10,96	16	21,4	32	50
n_{nom} [1/min] při V_{0m} ..jmenovité výstupní otáčky při jmenovitém geometrickém pracovním objemu	5550	4450	3900	3550	3100	2700
n_{max} [1/min] při V_{mmin} ..největší výstupní otáčky při nejmenším geometrickém objemu	10450	8350	7350	6300	5500	3600
Výstupní průtok při n_{nom} a V_{0m} : $Q_v[\text{dm}^3/\text{min}]$	156	244	312	380	496	675
Výstupní moment M na hřídeli při tlakovém spadu $\Delta p = 400$ bar: $M[\text{Nm}]$	179	349	509	681	1019	-
Výstupní moment M na hřídeli při tlakovém spadu $\Delta p = 350$ bar: $M[\text{Nm}]$	157	305	446	596	891	1391
moment setrvačnosti rotační skupiny $J_{GR} [\text{kgm}^2]$	0,0014	0,0042	0,008	0,0127	0,0253	0,061
největší úhlové zrychlení $\alpha_{max} [\text{rad/s}^2]$	47000	31500	24000	19000	11000	10000
hmotnost m[kg] pro provedení: port plate 02,37,38	16	26	34	47	64	90
hmotnost m [kg] pro provedení: port plate 22	-	35	43	53	72	-

- Minimální pracovní objem odpovídá $V_{mmin}=0,2 V_{0m}$
- Kinematická viskozita pracovního oleje ν [mm²/s] by se měla pohybovat v následujícím intervalu optimálních hodnot $\nu \in \langle 16;36 \rangle$
- Měl by se používat minerální olej, odpovídající výkonnostní kvalifikaci podle ČSN ISO 6743 skupiny H. Minerální oleje podle ISO 6443-4 jsou určeny pro použití v hydraulických mechanismech. Nejvhodnější jsou minerální oleje s aditivy s označením HM a HV podle ISO 6743-4 .

Hydrostatické pohony, které využívají rychloběžné hydromotory se nazývají nepřímými hydrostatickými pohony. Základní koncepce takových pohonů spočívá v tom, že se snižují vysoké vstupní otáčky, které jsou na výstupu hřídele rychloběžného hydromotoru, za pomoci planetového převodu v kolovém reduktoru, do něhož je uložen rychloběžný hydromotor.

Hydrostatické pohony s rychloběžnými hydromotory se skládají z rychloběžného hydromotoru většinou axiálního pístového hydromotoru a kolového reduktoru s brzdou. V kolovém reduktoru je obsažen několikastupňový planetový převod s brzdou.

Axiální pístový hydromotor se připojuje ke kolovému reduktoru. Kolový reduktor má stacionární a rotační část. Rotační část se připojuje k ráfku kola a stacionární se připojuje k rámu stroje.

Takový kompaktní hydrostatický pohon s označením HYDROTRAC GFT vyrábí společnost Bosch-Rexroth. Tyto celky vhodné pro hydrostatický pohon se označují HYDROTRAC GFT. Zmíněný pohon HYDROTRAC GFT je znázorněn na následujícím obr. 28.

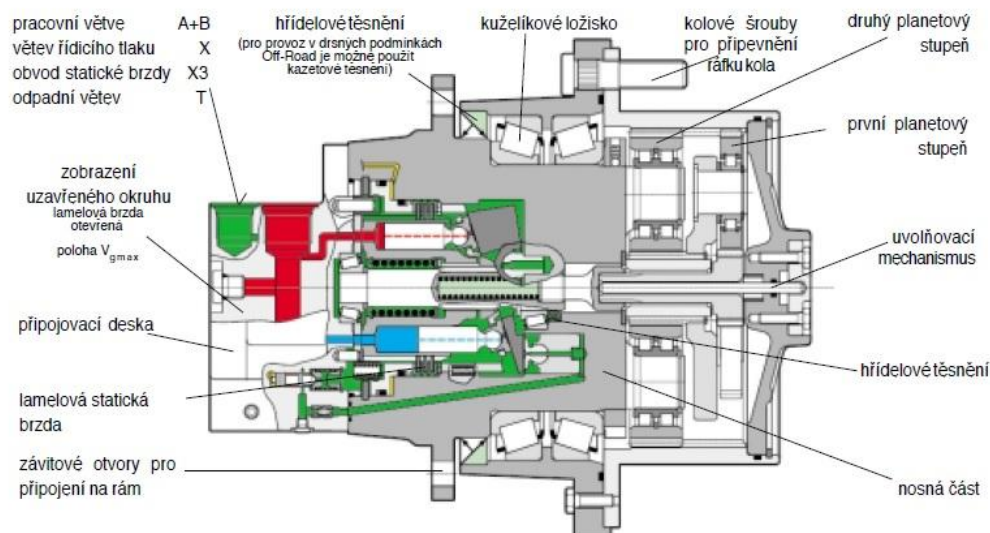


Obr. 28 – kompaktní hydrostatický pohon HYDROTRAC GFT – [18, obr. na str. 3]

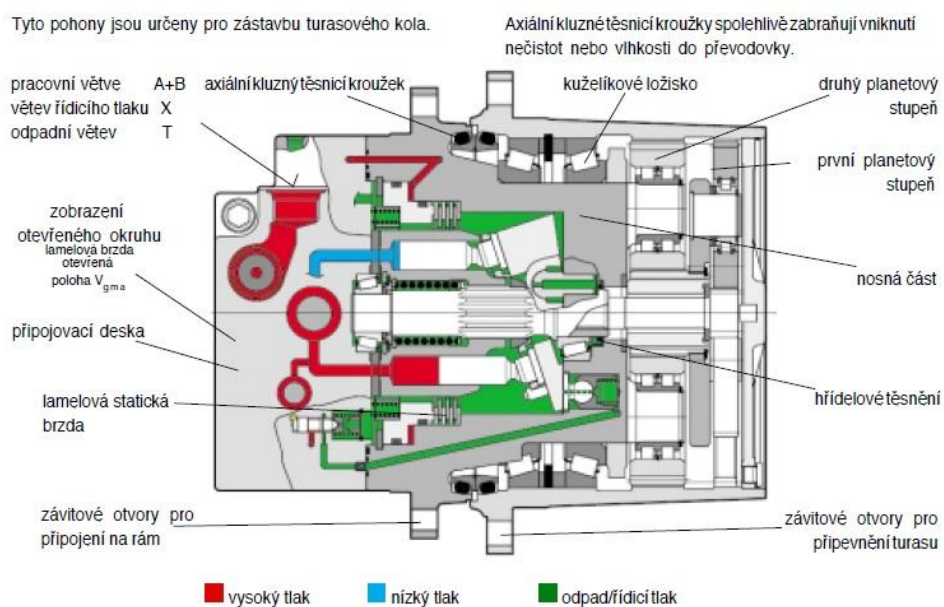
Tyto hydrostatické pohony se skládají z rotační a stacionární části. Stacionární část pohonu je určena k připevnění k rámu stroje a rotační část se připevňuje k ráfku kola. Pohon obsahuje planetový převod a integrovanou statickou lamelovou brzdu. Výhody hydrostatického pohonu HYDROTRAC spočívají v tom, že

- je vhodný pro pásové a kolové stroje
- obsahuje kompaktní a prostorově úsporný planetový převod, který je většinou dvou nebo tří stupňový
- rotační část je uložena na kuželových ložiskách s vysokou účinností
- zástavba pohonné jednotky jako celku je jednoduchá
- je možné použít pro otevřený a uzavřený obvod
- u otevřeného hydraulického okruhu je na připojovací desce motoru integrován ventil pro ovládání statické brzdy a pojišťovací ventil na omezení tlaku
- u uzavřeného okruhu je externí přípoj, sloužící k ovládání statické brzdy
- je zabudována statická lamelová brzda.

Na následujících obrázcích jsou znázorněny pohony HYDROTRAC v podélném řezu. Na obr. 29 je znázorněn pohon vhodný pro kolové pohony hydrokol. Na obr. 30 je znázorněn pohon vhodný pro pohony řetězových kol, ale pohon pro řetězová kola lze použít i u mobilních kolových aplikací.



Obr. 29 – provedení hydrostatického pohonu HYDROTRAC pro kolové aplikace mobilních strojů – [18, obr. ze str. 5]



Obr. 30 – provedení hydrostatického pohonu HYDROTRAC pro řetězová kola – turas – [18, obr. ze str. 5]

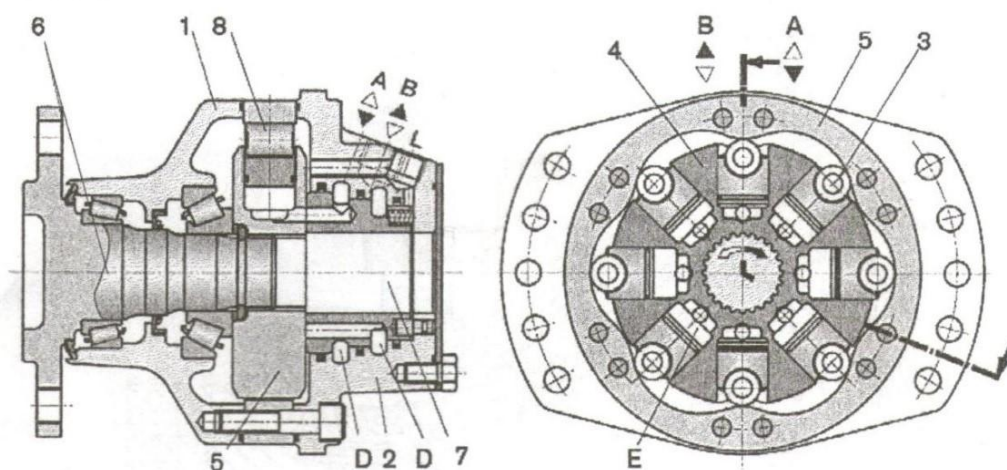
2.2 Pomaluběžné hydromotory v hydrostatických pohonech s hydrokoly [5],[23],[24]

Jako pomaluběžné se označují hydromotory, které pracují v poměrně nízkých otáčkách v řádech stovek otáček za minutu. Nejrozšířenější koncepcí pomaluběžných hydromotorů je radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou. V následující tabulce 3 jsou uvedeny některé parametry pístových radiálních více křivkových převodníků, což platí pro zmíněný radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou. Předpokládám, že velikost celkové účinnosti se pohybuje v příslušném intervalu podle tab. 3.

Tabulka 3 – [5, tab. 4.1, str. 101 až 102]

hydromotory	Pracovní objemy	Nejvyšší pracovní tlaky	Nevyšší dosažitelné otáčky	Celková účinnost
	Pracovní objemy $V_{om} [cm^3]$	$p[MPa]$	$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$	$\eta_c [-]$
pístové radiální více křivkové	63-70000	10 až 35	až 700	0,85 – 0,90

Radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou má konstantní geometrický objem. Pokud bychom chtěli řídit průtok a otáčky v hydraulickém obvodu, zdrojem tlakové kapaliny by musel být regulační hydrogenerátor s nastavitelným geometrickým objemem.



Obr. 31 – radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou – model MCR 03 Bosch Rexroth – [5, obr. 4.14, str. 108]

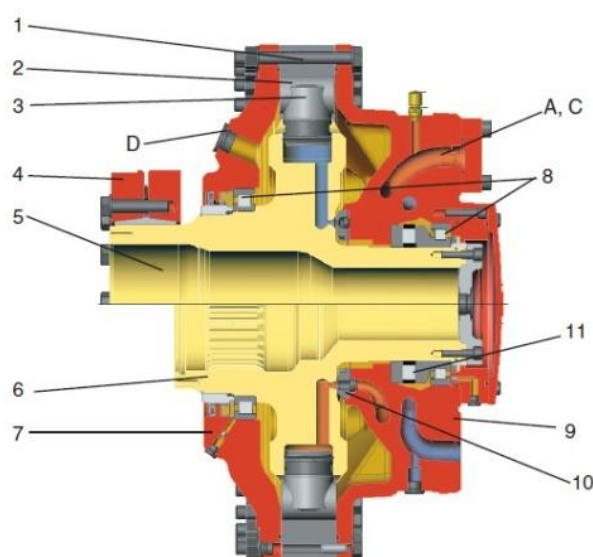
Na obr. 31 je popsán radiální pístový hydromotor. Těleso hydromotoru se skládá z příruby 1, která je na kuželíkových ložiskách uložena na výstupním hřídeli 6. Stator 5 se nachází mezi vnějším pláštěm 1 a rotorem 4. V části 2 se nachází šoupátkový rozvod.

Písty 3 radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou dráhou jsou umístěné v rotoru 4. Statorová dráha je křivková. Každý píst vykoná během jedné otáčky několik pracovních zdvihů. Písty se vnějším koncem opírají o válečky 8. Válečky se odvalují po statorové křivkové dráze.

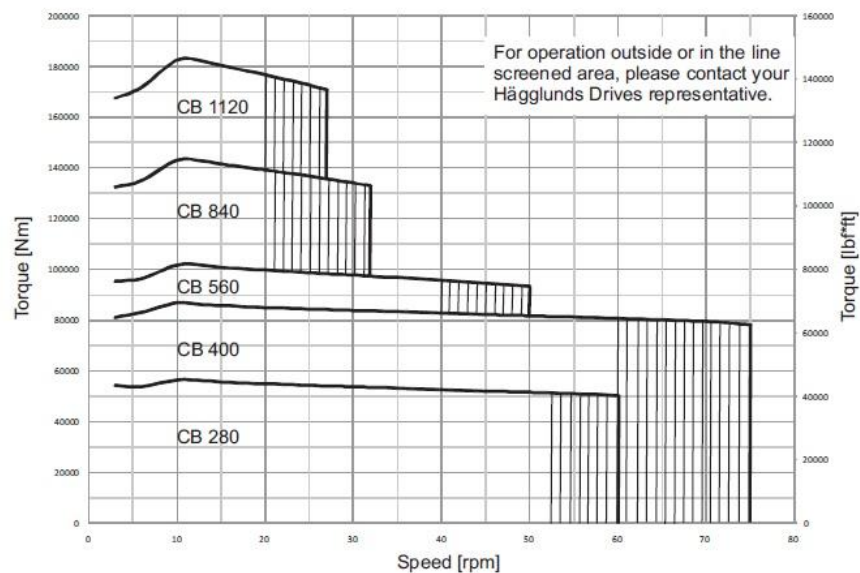
2.3 Porovnání vlastností pomaluběžných a rychloběžných hydromotorů [16],[18],[19],[23],[24]

Na následujících obrázcích jsou znázorněny některé zástupce řady radiálních pístových pomaluběžných hydromotorů řady CB EN 734-7h 2011 a CBP EN 834-4h 2011 od společnosti Hagglunds Drives patřící do skupiny Bosch.

Fig. 1 Compact CB motor

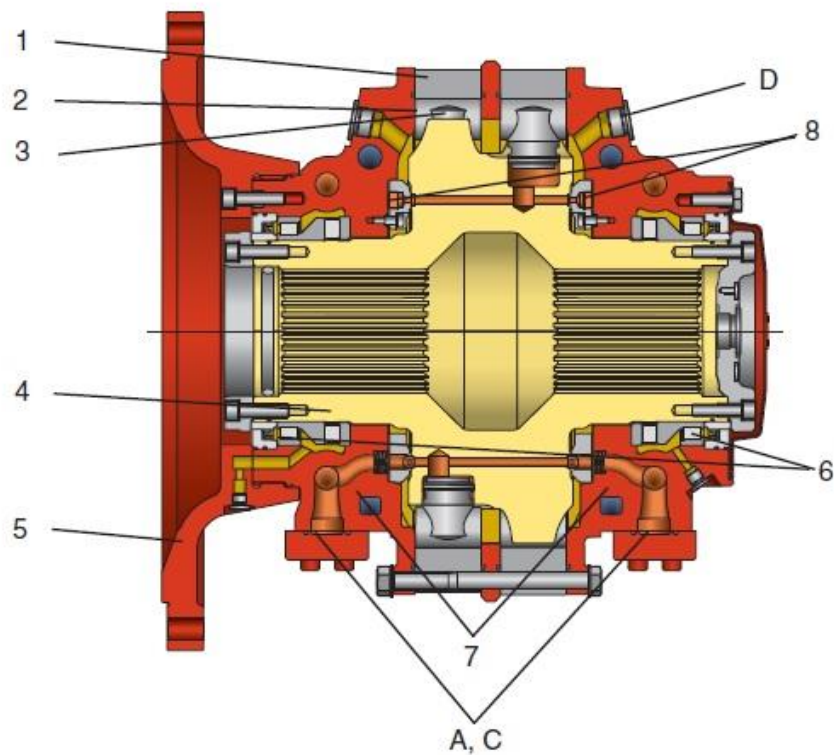


Obr. 32 – hydromotor Compact CB EN 734-7h – [24, obr. ze str. 6]

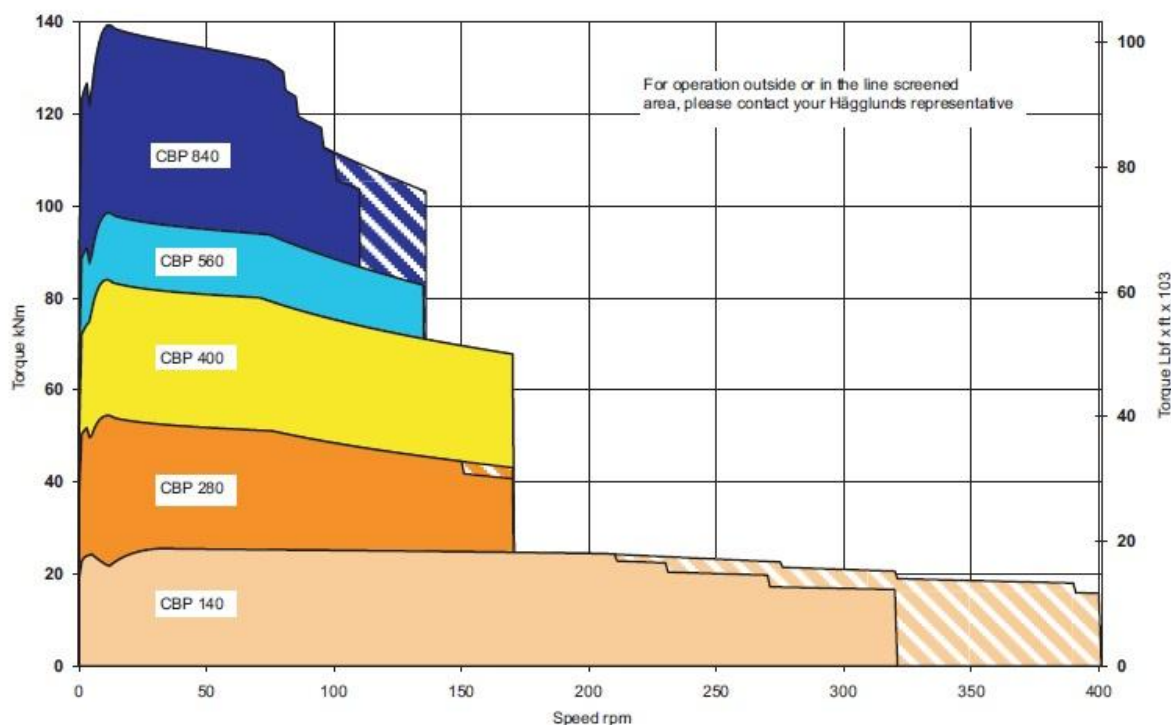


Obr. 33 – Momentová charakteristika řady hydromotorů Compact CB – na vertikální ose je vynesena výstupní moment $M[Nm]$ na horizontální ose jsou vyneseny výstupní otáčky $n[1/min]$ – [24, diagram ze str. 5]

CBP 140



Obr. 34 – radiální hydromotor Compact CBP EN 834-4h 2011 – [23, obr. ze str. 6]



Obr. 35 – momentová charakteristika řady hydromotorů Compact CBP – na vertikální ose je vynesena výstupní moment $M[kNm]$ na horizontální ose vyneseny výstupní otáčky $n[1/min]$ – [23, diagram ze str. 5]

V následujících tabulkách jsou uvedeny některé výkonové parametry radiálních pístových pomaluběžných hydromotorů řady Compact CB EN 734-7h 2011 a CBP EN 834-4h 2011:

Tabulka 4 – některé výkonové parametry základní řady hydromotorů Compact CB - [24, tab. na str. 8]

Označení hydromotoru	Průtok na otáčku	Měrný moment	Jmenovité otáčky	Maximální otáčky	Maximální pracovní tlak	Maximální výstupní moment	Maximální stálý výkon
	$V_{om} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$	$M_s \left[\frac{Nm}{bar} \right]$	$n_{nom} \left[\frac{1}{min} \right]$	$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$	$p [bar]$	$M_{max} [Nm]$	$P_{max} [kW]$
CB 280	17600	280	44	58	350	92000	530
CB 400	27600	440	49	65	350	131000	820
CB 560	35200	560	40	53	350	180000	970
CB 840	52800	840	21	32	350	280000	870
CB 1120	70400	1120	20	27	350	370000	980

Tabulka 5 – některé výkonové parametry základní řady hydromotorů Compact CBP – [23, tab. na str. 8]

Označení hydromotoru	Průtok na otáčku	Měrný moment	Jmenovité otáčky	Maximální otáčky	Maximální pracovní tlak	Maximální výstupní moment	Maximální stálý výkon
	$V_{om} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$	$M_s \left[\frac{Nm}{bar} \right]$	$n_{nom} \left[\frac{1}{min} \right]$	$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$	$p [bar]$	$M_{max} [Nm]$	$P_{max} [kW]$
CBP 140	8800	140	210	275	350	46000	1256
CBP 280	17600	280	150	170	350	92000	1554
CBP 400	25100	400	170	170	350	131400	2215
CBP 560	35200	560	135	135	350	184300	2467
CBP 840	52800	840	80	115	350	276470	3153

V tab. 4 a tab. 5 se vychází z následujících matematických vztahů mezi veličinami:

$$M = M_s \cdot p; M[Nm], p[bar], M_s \left[\frac{Nm}{bar} \right] \quad (2.1)$$

$$P = \frac{M \cdot n \cdot 2 \cdot \pi}{60000}; P[kW], M[Nm], n \left[\frac{1}{min} \right] \quad (2.2)$$

$$P = \frac{V_{om} \cdot n \cdot p}{600000} \eta_c; P[kW], V_{om} \left[\frac{cm^3}{1} \right], n \left[\frac{1}{min} \right], p[bar], \eta_c [-] \quad (2.3)$$

$$M = \frac{V_{om} \cdot p}{20 \cdot \pi} \eta_{hm}; M[Nm], V_{om} \left[\frac{cm^3}{1} \right], p[bar], \eta_{hm} [-] \quad (2.4)$$

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{hm} \quad (2.5)$$

Předpokládám, že objemová a hydromechanická účinnost má konstantní velikost.

Velikosti účinností:

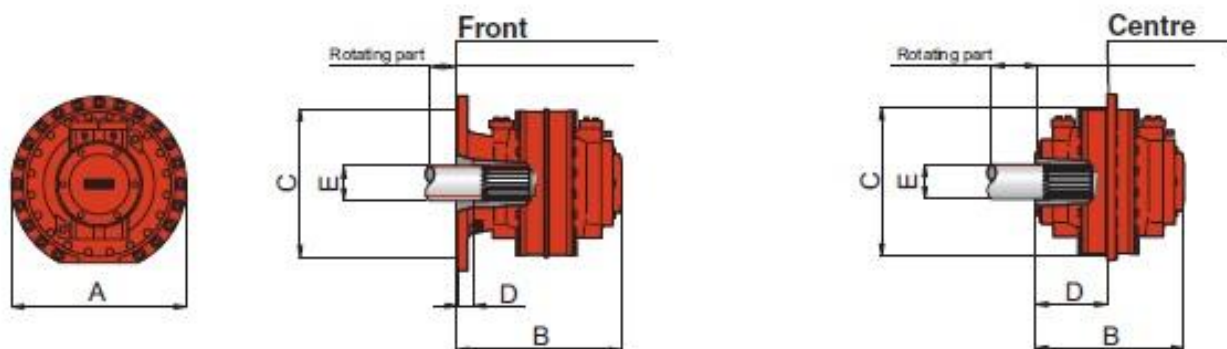
- objemová účinnost $\eta_Q; \eta_Q = 0,95$ (2.6)

- hydromechanická účinnost $\eta_{hm}; \eta_{hm} = 0,94$ (2.7)

- celková účinnost $\eta_c; \eta_c = 0,89$ (2.8)

Hydromotor řady CBP lze uchytit buď čelně anebo centrálně. Na dalším obr. 36 je znázorněn radiální hydromotor CBP s rozměry. Rozměry a hmotnosti hydromotorů jsou uvedeny

v dalších tabulkách a liší se podle toho, zda se jedná o provedení s čelním nebo centrálním uchycením.



Obr. 36 – radiální hydromotory řady Compact CBP rozměry celku podle toho zda je proveden s čelním nebo centrálním uchycením bloku – [23, obr. ze str. 13]

Tabulka 6 – rozměry hydromotorů řady CBP, velikosti z obr. 36

Typ hydromotoru	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
CBP140	600	511	510	246
CBP 400	940	959	800	457
CBP 560	940	1036	800	534
CBP 840	940	1154	800	534

Tabulka 7 – hmotnosti hydromotorů řady Compact CBP

	Označení hydromotoru				
m [kg]	CBP 140	CBP 280	CBP 400	CBP 560	CBP 840
čelní uchycení	410	1580	1930	1990	-
centrální uchycení	360	-	1880	1890	2170

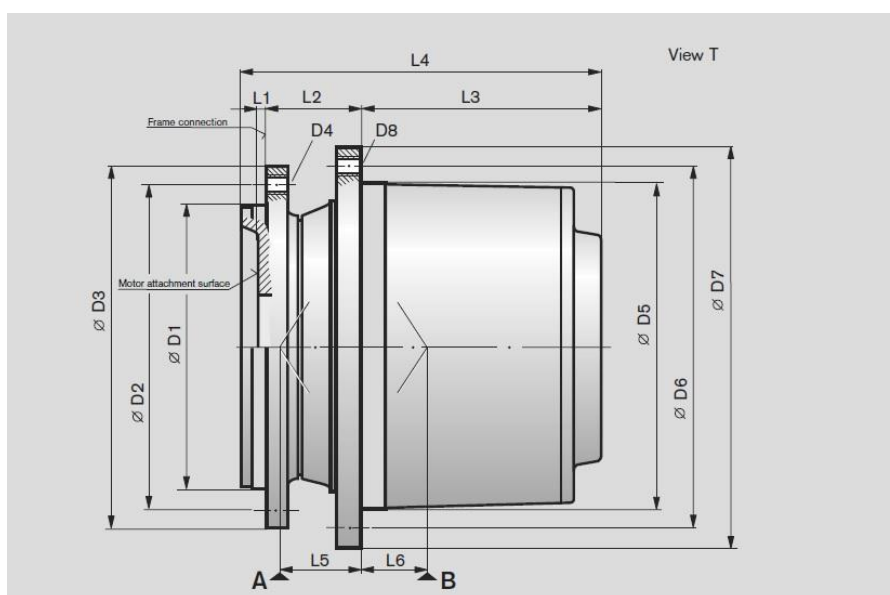
Hydromotory CBP 140 by mohly být vhodné pro použití v hydraulických obvodech přímého pohonu. Jsou poměrně kompaktní, mají dobrý poměr hmotnosti vzhledem k výkonu, lze je použít v otevřených i uzavřených hydraulických obvodech a mají vysokou účinnost. Dále vyvíjí dostatečně vysoký výstupní moment, jsou poměrně výkonné, rozsahem pracovních

otáček se hodí při použití v kolových aplikacích s tím, že by se ještě musela zabudovat brdza do hydrokolové koncepce s tímto typem hydromotoru.

Na druhou stranu pro pohon hydrokol by mohl být použit pohon HYDROTRAC, což je nepřímý druh pohonu s kolovým reduktorem a axiálním pístovým hydromotorem. Údaje některých pohonů HYDROTRAC GFT jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tabulka 8 – [19, str. 6]

Označení pohonu HYDROTAC GFT	Maximální moment na výstupu M_{\max} [Nm]	Nabízené celkové převody $i_{KR}[-]$	Axiální pístový hydromotor pohonu
GFT 0040 T2 9000	40000	35,9*41*48,3*59,1	A6VE 107*160
GFT 0050 T3 1000/1	50000	84,2*91,1	A6VE 80*107
GFT 0050 T3 1000/2	50000	125,7	A2FE63
GFT 0050 T3 3000	50000	73,9*125,7	A6VE 80*107
GFT 0050 T3 9000SL*9000/1	50000	91,1	A6VE 80/A2FE 80
GFT 0050 T3 9000/2	50000	84,2	A6VE 80
GFT 0050 T3 9000/3	50000	125,7	A2FE 63



Obr. 37 – kolový reduktor pohonu HYDROTRAC GFT s rozměry – [19, obr. ze str. 6]

Tabulka 9 – rozměry z obr. 37 – [19, str. 7]

Označení pohonu HYDROTAC GFT	D1 [mm]	D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	D5 [mm]	D6 [mm]	D7 [mm]	D8 [mm]
GFT 0040 T2 9000	330	370	410	20xM20	360	400	440	16xM20
GFT 0050 T3 1000/1	270	310	350	18xM20x 1,5	350	400	430	16xφ22
GFT 0050 T3 1000/2	270	310	350	16xM20	350	400	430	16xM20x 1,5
GFT 0050 T3 3000	330	370	410	20xM20	360	400	440	16xM20
GFT 0050 T3 9000SL	270	310	350	16xM20	350	405	435	16xM20
GFT 0050 T3 9000/1	330	370	408	16xM20	365	405	435	22xM16
GFT 0050 T3 9000/2	330	370	408	16xM20	365	405	435	22xM16
GFT 0050 T3 9000/3	270	310	350	16xM20	350	400	430	16xM20x 1,5

Tabulka 10 – další rozměry z obr. 37 – [19, str. 7]

Označení pohonu HYD- ROTAC GFT	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5 [mm]	L6 [mm]	Hmotnost m [kg]
GFT 0040 T2 9000	25	90	261,5	376,5	38	73	205
GFT 0050 T3 1000/1	39,5	82	281,5	403	56,5	54	220
GFT 0050 T3 1000/2	20	82	281,5	383,5	56,5	54	220
GFT 0050 T3 3000	25	114	276	415	62	48	220
GFT 0050 T3 9000SL	15	82	318	415	45,5	79,5	220
GFT 0050 T3 9000/1	25	100,5	304	429,5	60,5	50	220
GFT 0050 T3 9000/2	25	100,5	304	429,5	70,5	40	220
GFT 0050 T3 9000/3	20	82	282	383,5	56,5	54	220

Tabulka 11 – [19, 23]

typ porovnávaného hydromotoru	Hmotnost m[kg]	Maximální výstupní moment M_{\max} [Nm]
CBP 140 čelní uchycení	360	46000
CBP 140 centrální uchycení	410	46000
GFT 0040 T2 9000 s axiálním pístovým hydromotrem A6VE	252	40247

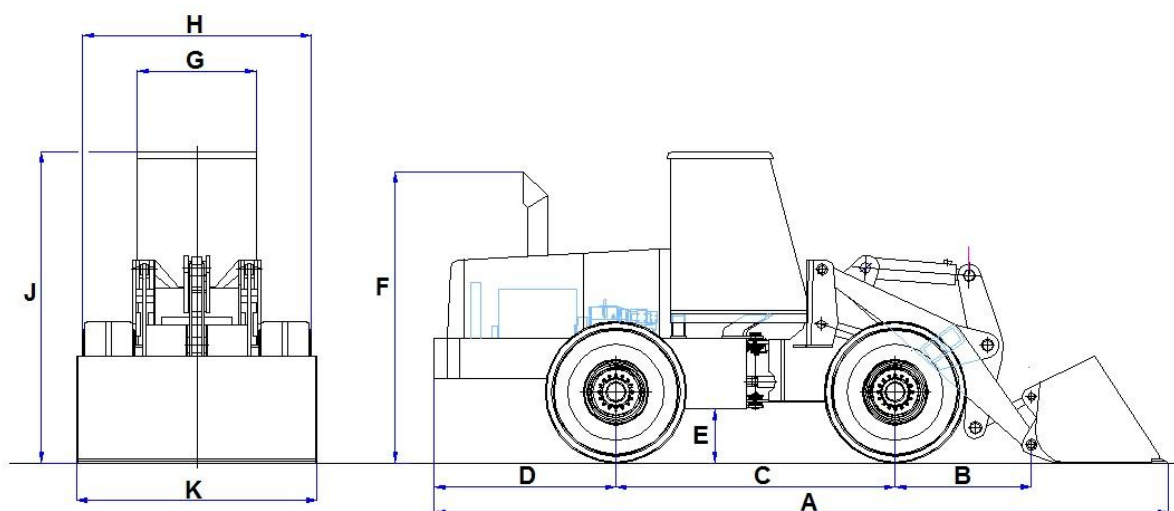
Ze srovnání hydrostatických pohonů, které využívají radiální pomaluběžné hydromotory, a pohonů Hydrotrac, které se skládají z kolového reduktoru a vhodného axiálního pístového rychloběžného hydromotoru, vyplývá, že pohony Hydrotrac s rychloběžnými hydromotory mají celkově menší rozměry, jsou lehčí a nabízí také kompaktní provedení se zabudovanou statickou brzdou, což se hodí k použití u aplikací v pohonech s hydrokoly.

Pohony s radiálními pístovými hydromotory a pohony s axiálními pístovými hydromotory a kolovým reduktorem se dají zapojovat do uzavřených a otevřených hydraulických obvodů.

Na základě srovnání pohonů s rychloběžnými hydromotory a pomaluběžnými hydromotory volím pro pohon mobilního stroje nepřímý pohon s hydrokoly, skládající se z axiálních pístových rychloběžných hydromotorů a kolového reduktoru HYDROTRAC GFT.

3. Parametry čelního kolového nakladače

Na obr. 38 je znázorněn navrhovaný kolový nakladač se základními rozměry.



Obr. 38 – navrhovaný kolový nakladač s děleným rámem

Rozměry z obr. 38 jsou uvedeny v následující tabulce 12 :

Tabulka 12 – rozměry z obr. 38

rozměr	význam	velikost
A	celková délka	8674 mm
B	Střed nápravy k patnímu čepu lopaty	1605 mm
C	Rozvor mezi zadní nápravou a osou předních kol	3300 mm
D	Střed nápravy k nejvzdálenějšímu bodu zadního rámu	2144 mm
E	Minimální světlá výška zadní bočnice	639 mm
F	Výška přes výfuk	3437 mm
G	Šířka kabiny	1400 mm
H	Šířka přes pneumatiky	2702 mm
J	Výška přes kabinu	3680 mm
K	Šířka lopaty	2837mm
	Vnitřní poloměr otáčení	3191 mm
	Vnější poloměr otáčení	5949 mm
	Střední poloměr otáčení	4542 mm
	Největší úhel zalomení kloubového spojení	$\pm 40^\circ$

V další tabulce 13 jsou uvedeny některé další parametry. V tabulce jsou uvedeny údaje lopaty. V praxi existuje více druhů lopat pro čelní kolové nakladače.

Pro další výpočty zaměřené na vhodný výběr hydromotorů budu uvažovat lopatu s parametry z tabulky 14 a budu uvažovat provozní hmotnosti připadající na přední a zadní kola podle tabulky 13, přičemž hmotnost lopaty je zahrnutá do celkové provozní hmotnosti.

Tabulka 13

$m_{\Sigma kpr}$	Hmotnost připadající na přední kola	8770 kg
$m_{\Sigma kzad}$	Hmotnost připadající na zadní kola	10100 kg
m_{cel}	Celková hmotnost	18870 kg

Tabulka 14

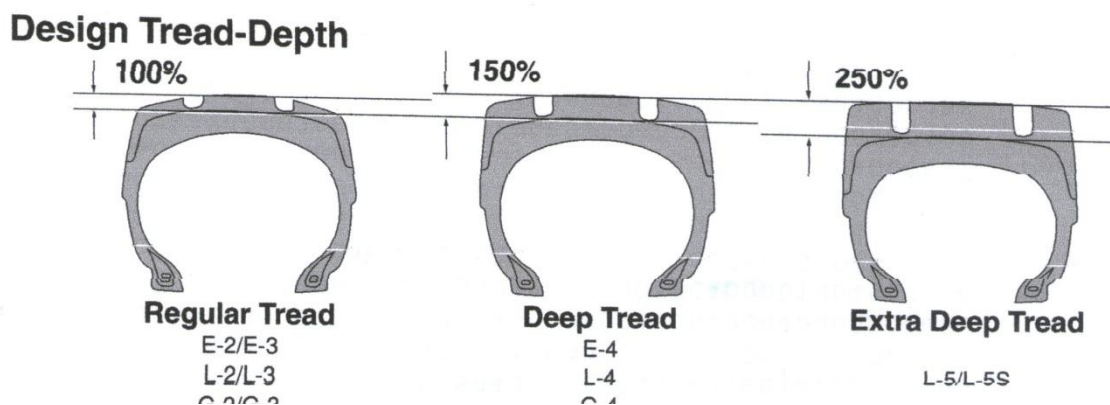
Uchycení lopaty	přímé
Typ lopaty	univerzální
Vybavení lopaty	zuby
Objem lopaty (SAE navršená) [m ³]	3,1
Objem lopaty (SAE zarovnaná) [m ³]	2,791
Šířka lopaty [mm]	2837
Hmotnost lopaty [kg]	1600

Použité pneumatiky mají označení 23,5 – 25 a vyrábí je společnost Bridgestone. Pneumatiky mají radiální kostru. V následující tabulce 15 jsou označeny některé parametry a rozměry těchto pneumatik:

Tabulka 15

Rozměry pneumatiky [in] palce	šířka průřezu pneumatiky B [in] palce	jmenovitý průměr ráfku $\phi_{d_{nom}}$ [inch] palce	Klasifikace použití pneumatiky	šířka ráfku/výška okraje ráfku [inch] palce	Volný průměr pneumatiky ϕ_{d_0} [mm]	Šířka B [mm]	účinný obvod s [mm]	Výpočtový poloměr kola r_k [mm]
23,5/25	23,5	25	L5	19.5/2.5	1673	616	5139	818

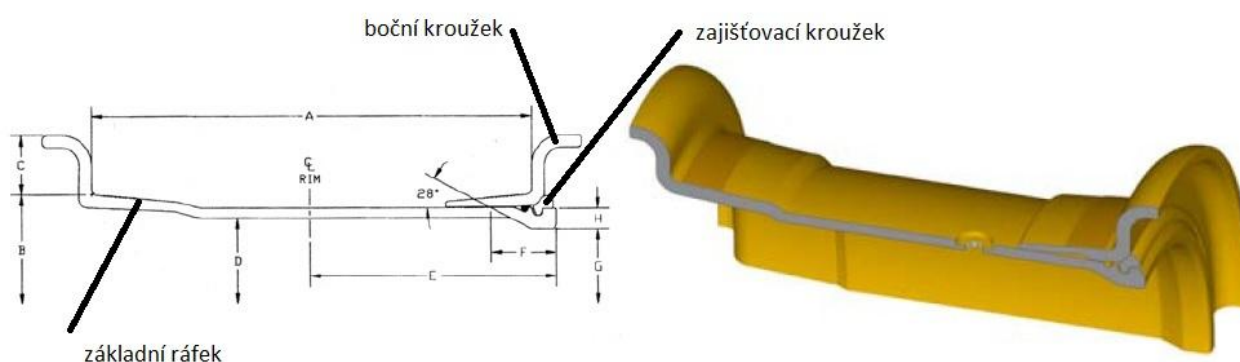
- Výpočtový poloměr r_k je poloměr vlečného (hnaného) kola $M_k=0$;



Obr. 39 různá provedení pneumatik s různě hlubokým vzorem pro použití mimo zpevněné cesty – [29]

Klasifikaci L5 odpovídá provedení s extra hlubokým vzorkem - viz obr. 39. Ráfek je třídílný typu HD UNI s šikmými dosedacími plochami. Lze ho označit 19,5 – 25 HD UNI: 19,5 odpovídá šířce ráfku v palcích a 25 je ϕd_{nom} , jmenovitý průměr ráfku v palcích.

Označení HD odpovídá anglickému heavy duty a UNI znamená univerzální použití. Tento typ ráfků se používá u pneumatik strojů v těžké dopravě. Obr. 40 zobrazuje složení třídílného ráfku.



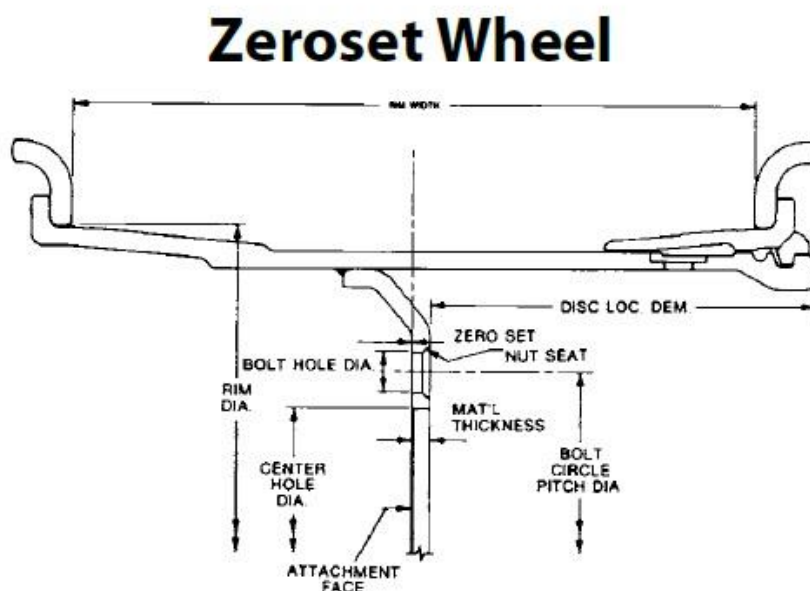
Obr. 40 – třídílný ráfek typu HD – [29, str. 25]

Ráfek se skládá ze základního ráfku, bočního kroužku a zajišťovacího kroužku. V následující tabulce 16 jsou znázorněny některé rozměry použitého ráfku 19,5 - 25 HD podle obr. 40.

Tabulka 16

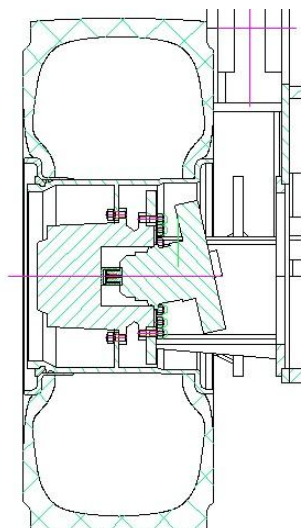
Rozměr	Význam	Velikost [mm]	Velikost v palcích [in]
A	Šířka ráfku	495,3	19,5
B	Jmenovitý průměr ráfku ϕd_{nom}	635	25
C	Výška okraje ráfku	63,5	2,5
D	Vnější průměr disku	539,852	23,38
E	Vzdálenost vnějšího konce od osy ráfku v polovině šířky ráfku, dělený podélnou rovinou	328,676	12,94

Disk kola je plochý a zális disku v ráfku kola je nulový viz obr. 41 :



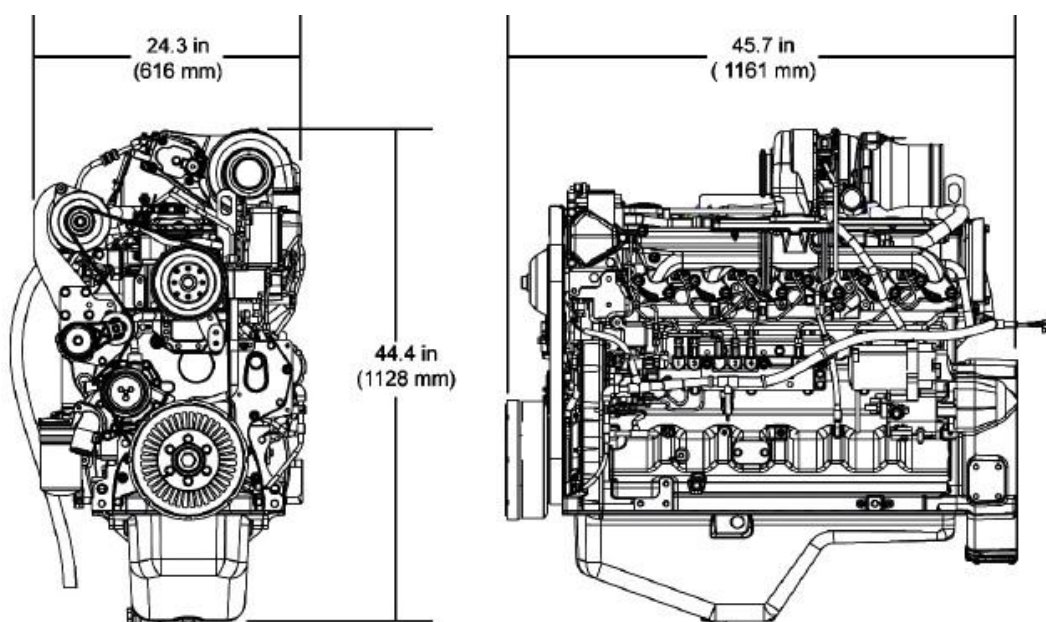
Obr. 41 – nulový zális disku kola v ráfku – [29, str. 11]

Roztečná kružnice uložení otvorů pro připevňovací šrouby v disku kola se nachází na průměru kolového reduktoru $\phi D6$ podle obr. 37. Na obr. 42 je kolový reduktor vyobrazen tak, jak bývá uložen ve skutečnosti – pomocí šroubů je připevněn k přednímu rámu stroje a ráfku kola.



Obr. 42 – uložení kolového reduktoru v ráfku kola

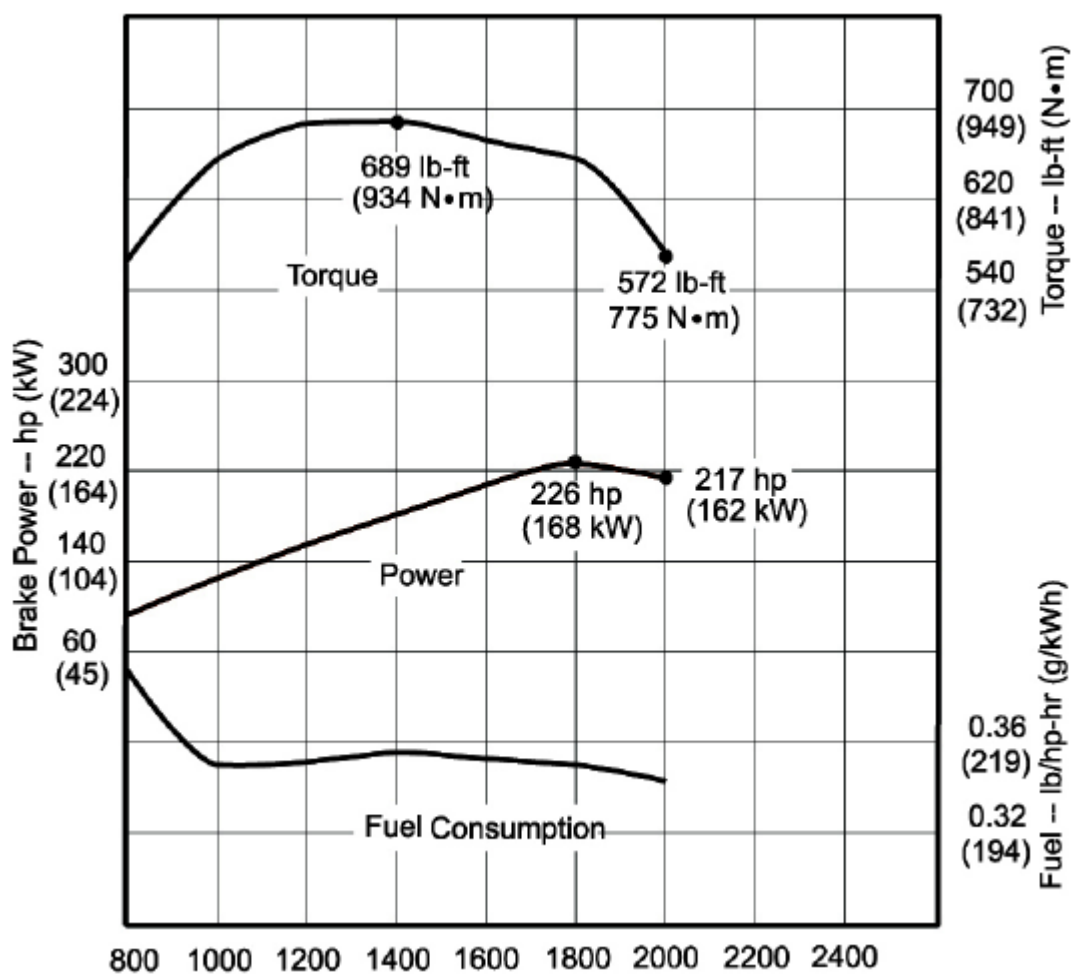
Spalovací motor, pohánějící hydrogenerátory prostřednictvím převodovky, je 6 - ti válcový přeplňovaný vznětový motor s přímým vstřikem paliva. V tabulce 17 na následující stránce jsou uvedeny výkonnostní údaje o použitém spalovacím motoru.



Obr. 43 – spalovací motor 6068HF 485_P John Deere - [25]

Tabulka 17 – [25]

typ	4 - dobý, válce v řadě
model	6068 HF485_P John Deere
Zdvihový objem [dm ³]	6,8
Vrtání [mm]	106
Zdvih [mm]	127
Kompresní poměr	17:1
Počet válců	6
Maximální celkový výkon dle SAE J 1995/ISO 3046 [kW/1800ot/min]	168
Jmenovitý celkový výkon dle SAE J 1995/ISO 3046 [kW/2000ot/min]	162
Maximální krouticí moment [Nm/1400ot/min]	934



Obr. 44 – Vnější otáčková charakteristika spalovacího motoru 6068HF 485 se spotřebou – [25]

Tabulka 18

Spalovací motor 6068 HF485_P	
délka	1161 mm
šířka	616 mm
výška	1128 mm
hmotnost, suchý	678 kg

V tabulce 18 jsou uvedeny délkové a hmotnostní parametry. Spalovací motor lze uchytit k rámu vozidla na čtyřech místech. Spalovací motor odpovídá normě EU Stage III A.

3.1 Silové poměry na kolech při pracovních úkonech mobilního stroje

Uvažovaný mobilní stroj má poháněná všechna čtyři kola. Trakční síla v kolech se jednak uplatňuje při přejezdu mobilního stroje a jednak při zajíždění do nakládaného materiálu. V této části popíšu zatížení kol při samotném přejíždění a při zajíždění do materiálu nebo planýrování. Při zajíždění do materiálu nebo planýrování se k ostatním jízdním odporům přidávají i odpory na lopatě stroje, působící proti pohybu stroje.

Proti pohybu stroje působí jízdní odpory, které síla hnacího hydromotoru v kole musí překonávat.

Jízdní odpory jsou následující:

- Odpor proti odvalování kola O_f
- Odpor vzduchu O_{vz}
- Odpor setrvačnosti O_s
- Odpor stoupání O_α

Vztahy pro výpočet odporů jsou následující:

Pro výpočet valivého odporu na jednom kole platí vztah (3.1)

$$O_f = G_k f \cos \alpha \quad (3.1)$$

,kde

G_k je tíha připadající na příslušné kolo,

f je součinitel odporu valení a

α je případný sklon vozovky.

Celkový odpor valení je dán součtem odporu valení na všech kolech.

Odpor vzduchu je dán vztahem

$$O_{vz} = 0,63 * c_x * S_x * v_{celk}^2, \quad (3.2)$$

,kde

c_x je součinitel odporu vzduchu, S_x je čelní plocha stroje, v_{celk} - výsledná rychlost pohybu, je závislá na směru rychlosti větru.

$$v_{celk} = v \pm v_{vitr} \quad (3.3)$$

,kde:

v_{vitr} – rychlost větru

v – posuvná rychlost stroje.

Odpor setrvačnosti způsobuje setrvačná síla, působící proti směru zrychlení vozidla. Odpor setrvačnosti je dán vztahem:

$$O_s = m_{RP} \cdot a \cdot \xi \quad (3.4)$$

,kde:

m_{RP} – hmota rotujících hmot a posuvných hmot stroje,

a – zrychlení vozidla,

ξ - součinitel vlivu rotačních hmot.

Odpor proti stoupání je dán vztahem:

$$O_\alpha = G_{cel} \sin \alpha \quad (3.5)$$

,kde:

G_{cel} – celková tíha stroje,

α - sklon vozovky.

Vzhledem k charakteru mobilního stroje a způsobu práce zanedbám odpor vzduchu, který je zanedbatelný vzhledem k poměrně nízkým rychlostem, při kterých stroj pracuje. Budu uvažovat bezvětrí. Dále u dalších výpočtů budu uvažovat, že mobilní stroj se pohybuje rovnoměrnou rychlostí. Z toho důvodu bude odpor setrvačnosti nulový.

Za těchto okolností se veškeré odpory proti pojezdu stroje O_p omezí na celkový odpor valení O_{fcelk} ve všech kolech a odpor proti stoupání O_α :

$$O_p = O_{fcelk} \pm O_\alpha \quad (3.6)$$

Záporné znaménko u odporu stoupání značí jízdu z kopce a kladné do kopce.

V dalších výpočtech bude potřeba určit dynamický poloměr pneumatiky. V případě vyšetřování silových poměrů na kole se určuje dynamický poloměr r_d , což je vzdálenost osy zatíženého kola od vozovky při odvalování kola.

Použité pneumatiky mají označení 23,5 – 25 a vyrábí je společnost Bridgestone. Jejich parametry jsou popsány v tabulce 19. Pro pneumatiky s radiální kostrou se dynamický poloměr snižuje vůči výpočtovému valivému poloměru přibližně o 5 až 8%.

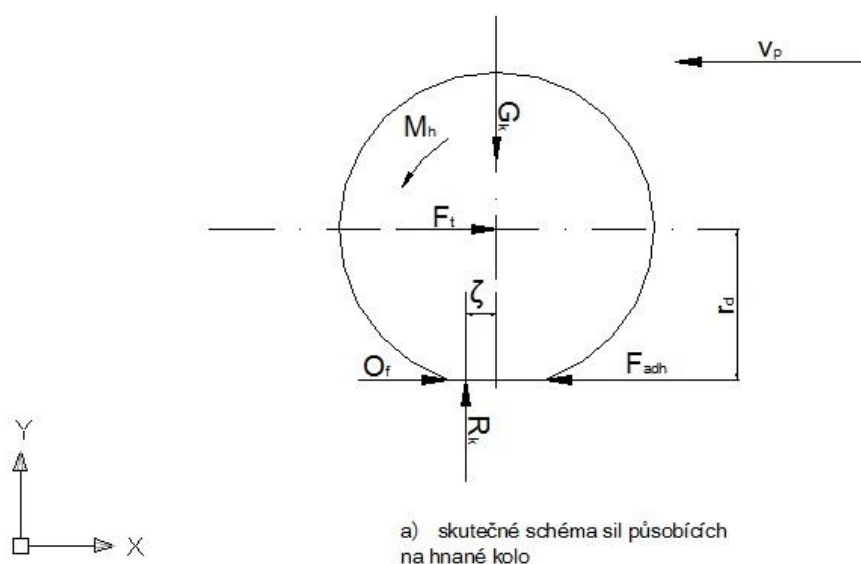
$$r = 1,05r_d \rightarrow r_d = \frac{r}{1,05} \quad (3.7)$$

Tabulka 19

Označení a velikost pneumatiky [inch] (rozměry v palcích)	Výpočtový poloměr kola r [mm]	Dynamický poloměr kola r_d [mm]
23,5 – 25 HD UNI	818	779

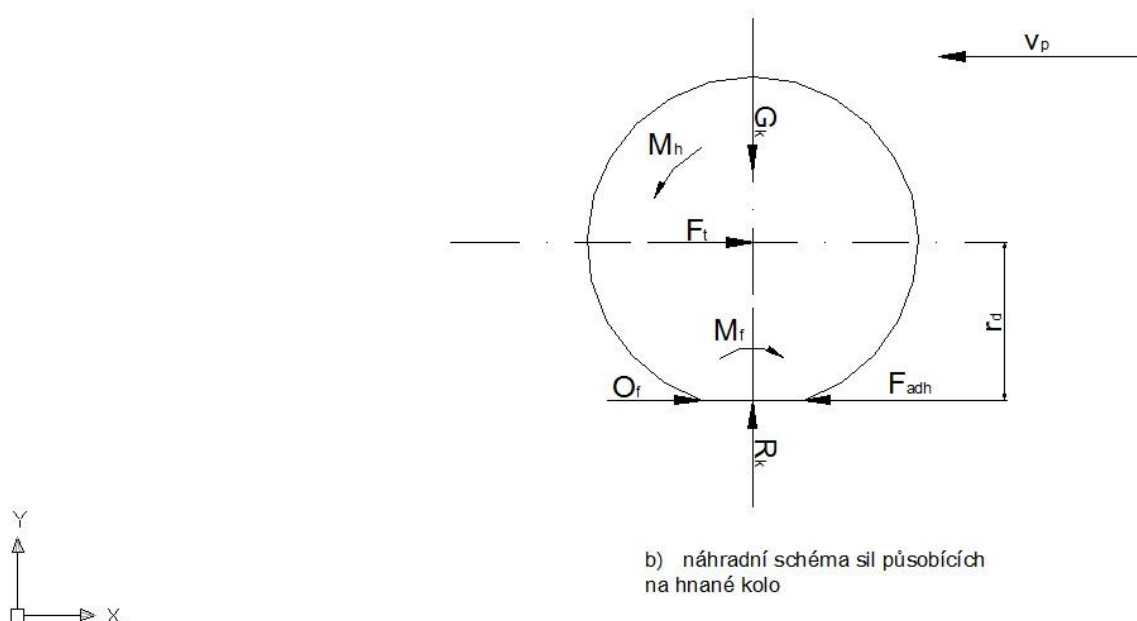
Silové poměry na hnaném kole v rovině x-y:

a) Skutečné schéma



Obrázek č. 45 a) – [6, obr. 20, str. 35]

b) Náhradní schéma



Obrázek č. 45 b) – [6, obr. 20, str. 35]

Pro silovou rovnováhu na hnaném kole - viz obr. 45 a), b), platí následující vztahy:

$$\text{V ose } x \quad \Sigma X=0 : F_{adh} - O_f - F_t = 0 \quad (3.8)$$

$$\text{V ose } y \quad \Sigma Y=0 : G_k - R_k = 0 \quad (3.9)$$

$$\Sigma M=0 : M_h - (F_{adh} - O_f)r_d - R_k \cdot \zeta = 0 \quad (3.10)$$

, kde:

ζ – rameno valivého odporu

v_p – směr posuvné rychlosti.

Aktivními síly jsou:

G_k – zatížení kola

M_h – hnací moment

Reakce na podloží:

R_k – normálová reakce vyrovnávající účinek zatížení kola

O_f – valivý odpor kola

F_{adh} – reakce podloží na hnací moment kola, což je tzv. adhezní síla.

Reakce v rámu stroje:

F_t – reakce rámu stroje na hnací moment, nebo též tzv. čistá tažná síla.

$$F_t = F_{adh} - O_f \quad (3.11)$$

U náhradního schéma se zavádí náhradní moment tzv. moment valivého odporu M_f , který působí proti hnacímu momentu M_h .

$$M_f = R_k \cdot \zeta \quad (3.12)$$

Tečná reakce podloží na hnací moment kola určuje sílu, kterou lze vyvinout v daném prostředí s ohledem na adhezi. Nutnou podmínkou pro odvalování kola je, aby hnací síla byla větší než valivý odpor kola O_f . Rozdíl mezi hnací silou F_{adh} a valivým odporem ukazuje hodnotu použitelné tažné síly F_t , kterou je kolo schopno vyvinout.

Pro správný výběr hydromotorů je třeba vyšetřit případy zatížení kol stroje při určitých situacích, které mohou nastat během využití mobilního stroje. V následujícím rozboru vyšetřím maximální tažné síly, jaké dovolují různé druhy terénu. V tomto rozboru budu uvažovat 2 případy zátěže hydromotorů mobilního stroje. Nejdříve se zaměřím na situaci, kdy využíváme stroj pouze k přejezdu. V tomto případě působí pouze jízdní odpory. Dále vyšetřím případ, kdy stroj najíždí do těžného materiálu.

V tabulce 20 jsou uvedeny hodnoty součinitele adheze ψ podloží a součinitele valivého odporu f pro různé druhy a stavy podloží pro běžné vysokotlaké pneumatiky:

Tabulka 20 – [6; tab. 3, str. 25; tab. 4, str. 26]

Terén	Stav silnice	součinitel valivého odporu f [-]	součinitel adheze ψ [-]
Asfalt, dlažba, beton	suchá	0,015	0,7
	mokrá	0,017	0,45
	blátivá	0,02	0,3
Štěrkovité vozovky	suchá	0,02	0,75
	mokrá	0,025	0,5
	blátivá	0,03	0,4
Kamenité cesty, zhutněná zemní cesta	suchá	0,03	0,6
	mokrá	0,04	0,55
	blátivá	0,045	0,5

V tabulce 21 uvádím hodnoty maximální teoretické stoupavosti v závislosti na druhu a stavu terénu.

Tabulka 21

maximální teoretická stoupavost s podle druhu podloží						
asfalt, dlažba, beton						
stav silnice	f[-]	$\psi [-] = D$	$s_1[-]$	$s_1[^\circ]$	$s_2[-]$	$s_2[^\circ]$
suchá	0,015	0,700	1,646	58,722	1,705	59,607
mokrá	0,017	0,450	0,598	30,859	0,640	32,626
blátivá	0,020	0,300	0,322	17,863	0,366	20,114
štěrkovité vozovky						
stav silnice	f[-]	$\psi [-]$				
suchá	0,020	0,750	2,097	64,509	2,189	65,446
mokrá	0,025	0,500	0,712	35,459	0,779	37,914
blátivá	0,030	0,400	0,477	25,518	0,549	28,757
kamenité cesty, zhutněná zemní cesta						
stav silnice	f[-]	$\psi [-]$				
suchá	0,030	0,600	1,047	46,310	1,141	48,756
mokrá	0,040	0,550	0,843	40,135	0,958	43,766
blátivá	0,045	0,500	0,686	34,449	0,806	38,867

K vypočteným hodnotám teoretické stoupavosti mobilního stroje jsem došel přes tyto vztahy:

$$D = \mathcal{G} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \quad (3.13)$$

$$D = \frac{f}{\sqrt{1 + (s')^2}} + \frac{s'}{\sqrt{1 + (s')^2}} \quad (3.14)$$

$$D = \psi \quad (3.15)$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} \quad (3.16)$$

$$\sin \alpha = \frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} \quad (3.17)$$

$$s'_{1,2} = \frac{-f \pm D \cdot \sqrt{1 + f^2 + D^2}}{1 + D^2} \quad (3.18)$$

Význam veličin:

D – dynamický součinitel

α - úhel stoupání

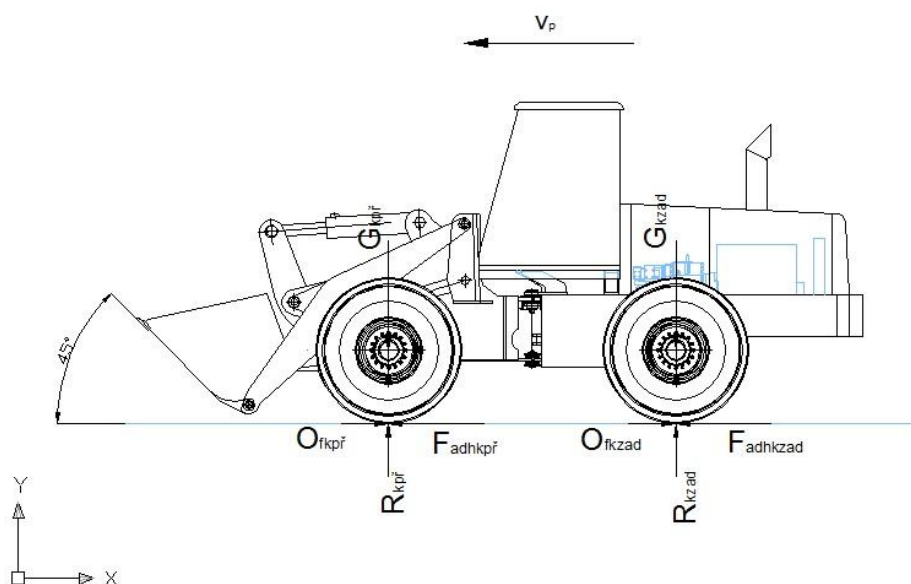
ψ - součinitel adheze

θ - součinitel odporu vozovky

f – součinitel valivého odpor

3.1.1 Vyšetření silových poměrů při poježdění mobilního stroje

Situace jízdy mobilního stroje vyšetřím s prázdnou a plnou lopatou po různých druzích terénu, kde budou jiné adhezní podmínky v kolech.



Obr. 46 – naklopení lopaty při přejezdu

Přejíždění s prázdnou lopatou se uskutečňuje s naklopením lopaty do úhlu 45° podle polohy na obr. 46.

V následujícím silovém vyšetření budu vycházet z následujících vztahů:

$$F_{adh} = G_k \cdot \psi \quad (3.19)$$

Maximální adhezní síla F_{adh} v kole je závislá na druhu terénu.

G_k tíha připadající na 1 kolo

ψ koeficient adheze

Pro zjednodušení budu uvažovat, že těžiště působení tíhy, připadající na kolo, je v ose kola a tíha, připadající na 1 kolo, se rovná polovině zatížení příslušné nápravy.

Další zjednodušení bude spočívat v tom, že zanedbám rameno valivého odporu ζ . Takové zanedbání je možné při uvažování tvrdšího podloží, které budu ve výpočtech uvažovat.

Nejdříve vyšetřím silové poměry při maximálním využití adhezních podmínek při přejezdu na rovině. Pro silové poměry na kolech budou platit následující vztahy:

Tíhové zatížení předních kol	$G_{\Sigma kpr}$
Hmotnost připadající na přední kola	$m_{\Sigma kpr}$
Tíhové zatížení zadních kol	$G_{\Sigma kzad}$
Hmotnost připadající na zadní kola	$m_{\Sigma kzad}$
Tíhové zatížení předního kola	G_{kpr}
Tíhové zatížení zadního kola	G_{kzad}

Budu uvažovat, že společné těžiště přední nápravy se nachází v podélné rovině rozdělující stroj a že hmota je rovnoměrně rozdělená mezi pravou a levou část podélného rozdělení.

$$G_{kzad} = \frac{G_{\Sigma kzad}}{2} \quad (3.20)$$

$$G_{kpr} = \frac{G_{\Sigma kpr}}{2} \quad (3.21)$$

Hnací moment na kole:

$$M_h = (F_{adh} - O_f) \cdot r_d \quad (3.22)$$

$$M_h = (G_k \cdot \psi - G_k \cdot f) \cdot r_d \quad (3.23)$$

Čistá tažná síla, vyvíjená v kole, v závislosti na adhezních podmínkách podloží:

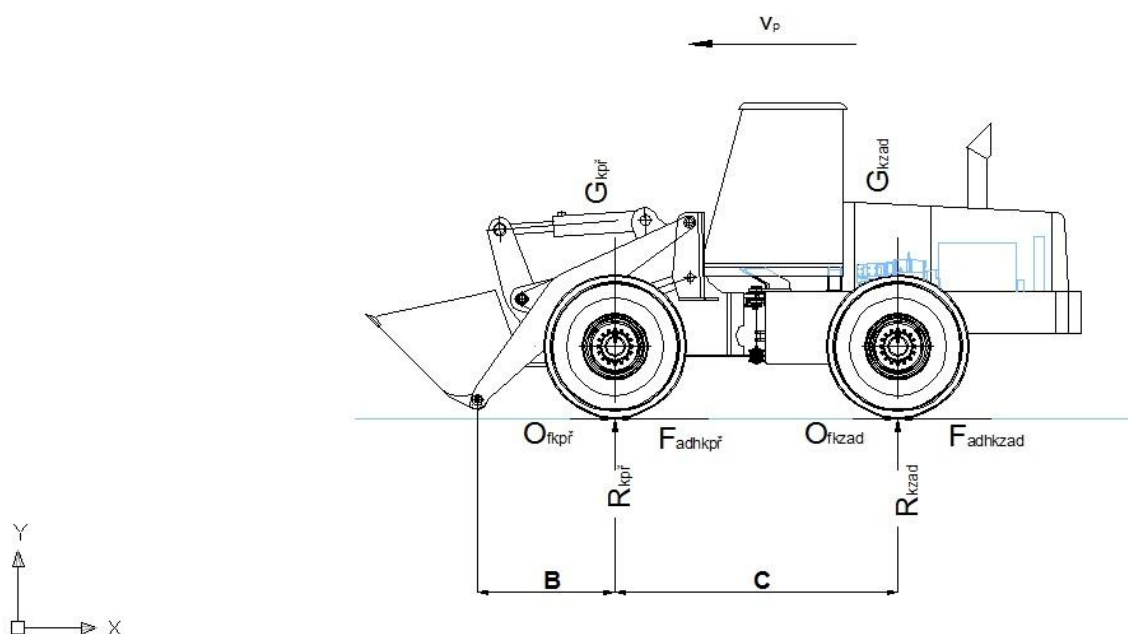
$$F_t = G_k \cdot (\psi - f) \quad (3.24)$$

Celková tažná síla $F_{\Sigma t}$ ve všech kolech za předpokladu, že všechny pneumatiky se nachází na příslušném stejném podloží, kde $F_{tpř}$ je čistá tažná síla na předním kole a F_{tzad} je čistá tažná síla na zadním kole:

$$F_{\Sigma t} = 2 \cdot F_{tpř} + 2 \cdot F_{tzad} \quad (3.25)$$

Jízda po horizontálním podloží za bezvětří s prázdnou lopatou, $\alpha = 0^\circ$:

Na obr. 47 je znázorněné schéma kolového nakladače se znázorněnými jízdními odpory.



Obr. 47 - jízdní odpory, působící na kolový nakladač, při jízdě s prázdnou lopatou po horizontálním podloží

Rozměry B a C a velikosti zatížení předních kol $m_{\Sigma kpř} = 8770 \text{ kg}$ a zatížení zadních kol $m_{\Sigma kzad} = 10100 \text{ kg}$ viz tabulku 13. Velikost L je vzdálenost těžiště nákladu plně navržené lopaty od osy předního kola.

$$L = \frac{4}{3} B = 2140 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Význam jednotlivých označení sil a momentů:

$G_{kpř}$ – tíhové zatížení předního kola

G_{kzad} – tíhové zatížení zadního kola

$R_{kpř}$ – normálová reakce na předním kole

R_{kzad} – normálová reakce na zadním kole

$O_{tkpř}$ – odpor valení na předním kole

O_{tkzad} – odpor valení na zadním kole

$F_{adhkpř}$ – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad}$ – adhezní síla na zadním kole

$F_{tkpř}$ – čistá tažná síla na předním kole

F_{tkzad} – čistá tažná síla na zadním kole

$M_{hkpř}$ – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na předním kole

M_{hkzad} – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na zadním kole

Jízdní odpory jednotlivých kol na obr. 47:

Přední kolo:

V ose x:

$$F_{tkpř} = F_{adhkpř} - O_{fkpř} = G_{kpř} \cdot (\psi - f) \quad (3.27)$$

V ose y:

$$G_{kpř} = R_{kpř} \quad (3.28)$$

$$M_{hkpř} = F_{tkpř} \cdot r_d \quad (3.29)$$

Zadní kolo:

V ose x:

$$F_{tkzad} = F_{adhkzad} - O_{fkzad} = G_{kzad} \cdot (\psi - f) \quad (3.30)$$

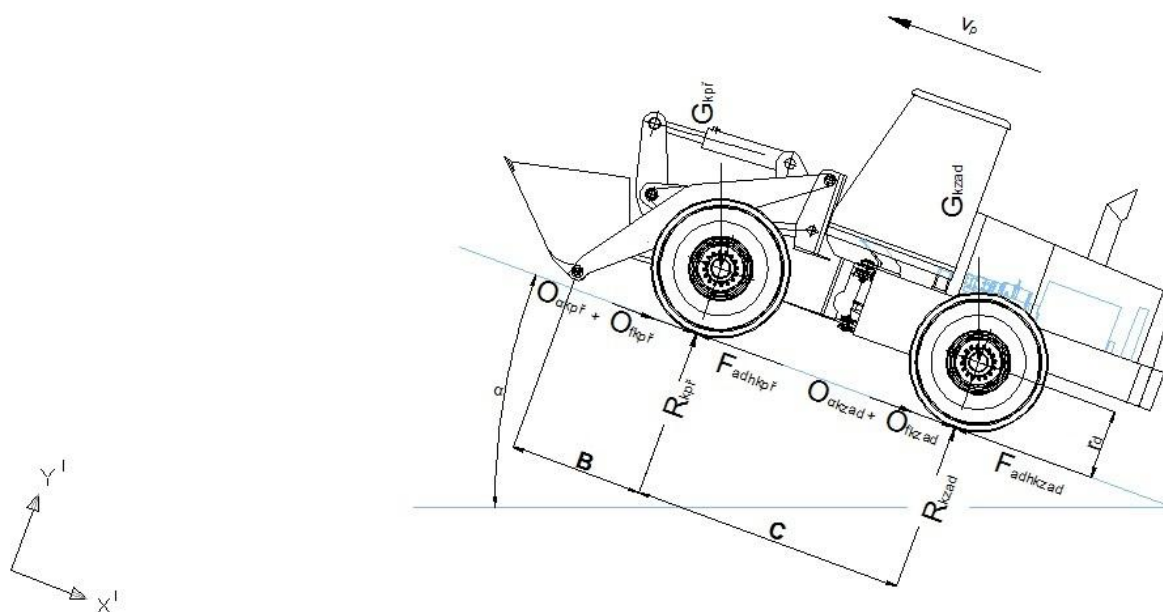
V ose y:

$$G_{kzad} = R_{kzad} \quad (3.31)$$

$$M_{hkzad} = F_{tkzad} \cdot r_d \quad (3.32)$$

Jízda do svahu za bezvětří s prázdnou lopatou, $\alpha \neq 0^\circ$:

Na obr. 48 je znázorněné schéma kolového nakladače se znázorněnými jízdními odpory při jízdě do kopce.



Obr. 48 – jízdní odpory, působící na kolový nakladač s prázdnou lopatou, při jízdě do svahu

Význam jednotlivých označení sil a momentů:

$G_{kpř}$ – tíhové zatížení předního kola

G_{kzad} – tíhové zatížení zadního kola

$R_{kpř}$ – normálová reakce na předním kole

R_{kzad} – normálová reakce na zadním kole

$O_{\alpha kpř}$ – odpor proti stoupání na předním kole

$O_{\alpha kzad}$ – odpor proti stoupání na zadním kole

$O_{fkpř}$ – odpor valení na předním kole

O_{fkzad} – odpor valení na zadním kole

$F_{adhkpř}$ – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad}$ – adhezní síla na zadním kole

$F_{tkpř}$ – čistá tažná síla na předním kole

F_{tkzad} – čistá tažná síla na zadním kole

$M_{hkpř}$ – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na předním kole

M_{hkzad} – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na zadním kole

Silové poměry a jízdní odpory na jednotlivých kolech z obr. 48:

Přední kolo:

V ose x' :

$$F_{tkpř} = F_{adhkpř} - O_{fkpř} - O_{okpř} = G_{kpř} \cdot \psi \cdot \cos \alpha - G_{kpř} \cdot f \cdot \cos \alpha - G_{kpř} \cdot \sin \alpha \quad (3.33)$$

V ose y' :

$$R_{kpř} = G_{kpř} \cdot \cos \alpha \quad (3.34)$$

$$M_{hkpř} = F_{tkpř} \cdot r_d \quad (3.35)$$

Zadní kolo:

V ose x' :

$$F_{tkzad} = F_{adhkzad} - O_{fkzad} - O_{okzad} = G_{kzad} \cdot \psi \cdot \cos \alpha - G_{kzad} \cdot f \cdot \cos \alpha - G_{kzad} \cdot \sin \alpha \quad (3.36)$$

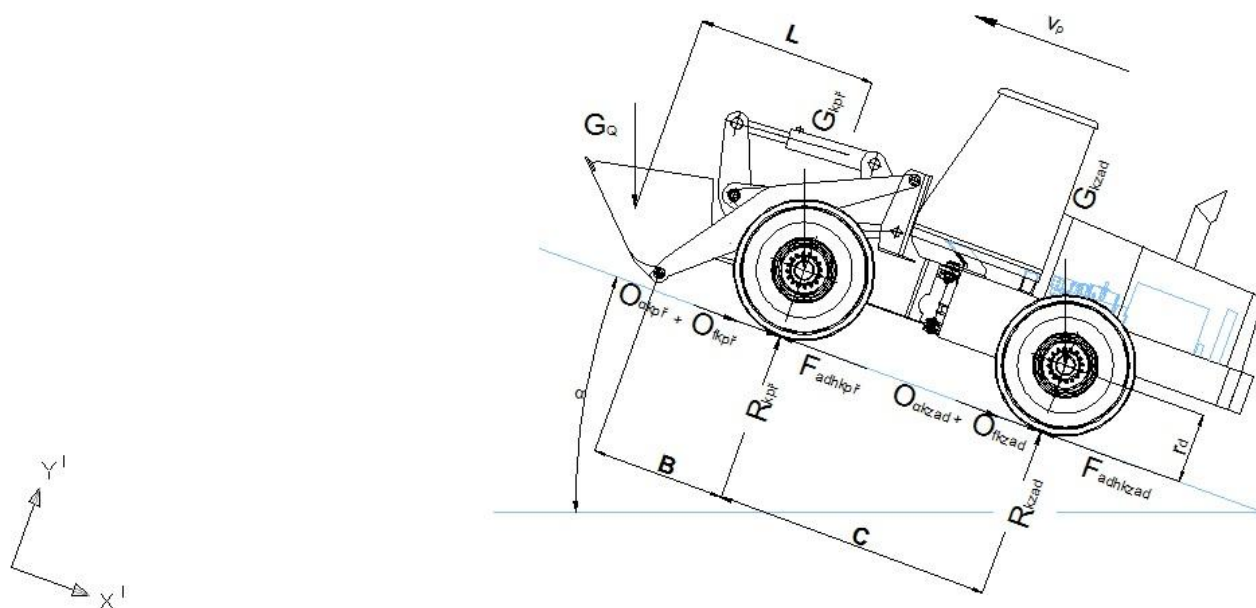
V ose y' :

$$R_{kzad} = G_{kzad} \cdot \cos \alpha \quad (3.37)$$

$$M_{hkzad} = F_{tkzad} \cdot r_d \quad (3.38)$$

Jízda do svahu za bezvětří s plně navršenou lopatou, $\alpha \neq 0^\circ$:

Na obr. 49 je uvedeno schéma kolového nakladače se znázorněnými jízdními odpory při jízdě a silovou rovnováhou na kolech.



Obr. 49 – schéma kolového nakladače s jízdními odpory při jízdě do svahu

Význam jednotlivých označení sil a momentů:

G_{kpr} – tíhové zatížení předního kola

G_{kzad} – tíhové zatížení zadního kola

$G_{\Sigma kpr}$ – celková tíha, připadající na přední kola

$G_{\Sigma kzad}$ – celková tíha, připadající na na zadní kola

R_{kpr} – normálová reakce na předním kole

R_{kzad} – normálová reakce na zadním kole

$R_{\Sigma kpr}$ – celková normálová reakce na předních kolech

$R_{\Sigma kzad}$ – celková normálová reakce na zadních kolech

O_{okpr} – odpor proti stoupání na předním kole

O_{okzad} – odpor proti stoupání na zadním kole

O_{fkpr} – odpor valení na předním kole

O_{fkzad} – odpor valení na zadním kole

$F_{adhkpř}$ – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad}$ – adhezní síla na zadním kole

$F_{tkpř}$ – čistá tažná síla na předním kole

F_{tkzad} – čistá tažná síla na zadním kole

$M_{hkpř}$ – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na předním kole

M_{hkzad} – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na zadním kole

m_Q – hmotnost materiálu

G_Q – tíha převáženého materiálu

$$G_Q = m_Q \cdot g \quad (3.39)$$

Silová statická rovnováha v rovině $x' - y'$:

V ose x' :

$$-G_{\Sigma kpř} \cdot \sin \alpha - G_{\Sigma kzad} \cdot \sin \alpha - G_Q \cdot \sin \alpha = 0 \quad (3.40)$$

V ose y' :

$$R_{\Sigma kpř} + R_{\Sigma kzad} - G_{\Sigma kpř} \cdot \cos \alpha - G_{\Sigma kzad} \cdot \cos \alpha - G_Q \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3.41)$$

Momentová rovnováha kolem bodu P, což je místo styku předního kola s podloží:

Kladný smysl momentu uvažuji proti směru otáčení hodinové ručičky

$$G_Q \cdot \frac{4}{3} \cdot B \cdot \cos \alpha - G_Q \cdot r_d \cdot \sin \alpha - G_{\Sigma kpř} \cdot r_d \cdot \sin \alpha - G_{\Sigma kzad} \cdot r_d \cdot \sin \alpha + R_{\Sigma kzad} \cdot c - G_{\Sigma kzad} \cdot c \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3.42)$$

$$G_{\Sigma kpř} = 2 \cdot G_{kpř} \quad (3.43)$$

$$G_{\Sigma kzad} = 2 \cdot G_{kzad} \quad (3.44)$$

$$R_{\Sigma kpř} = 2 \cdot R_{kpř} \quad (3.45)$$

$$R_{\Sigma kzad} = 2 \cdot G_{kzad} \quad (3.46)$$

Z rovnic pro statickou rovnováhu v rovině $x' - y'$ se určí normálová reakce předního kola $R_{kpř}$ a zadního kola R_{kzad} .

Silové poměry a jízdní odpory na jednotlivých kolech z obr. 49:

Přední kolo:

$$F_{tkpř} = F_{adhkpř} - O_{fkpř} - O_{okpř} = R_{kpř} \cdot \psi - R_{kpř} \cdot f - G_{kpř} \cdot \sin \alpha \quad (3.47)$$

$$M_{hkpř} = F_{tkpř} \cdot r_d \quad (3.48)$$

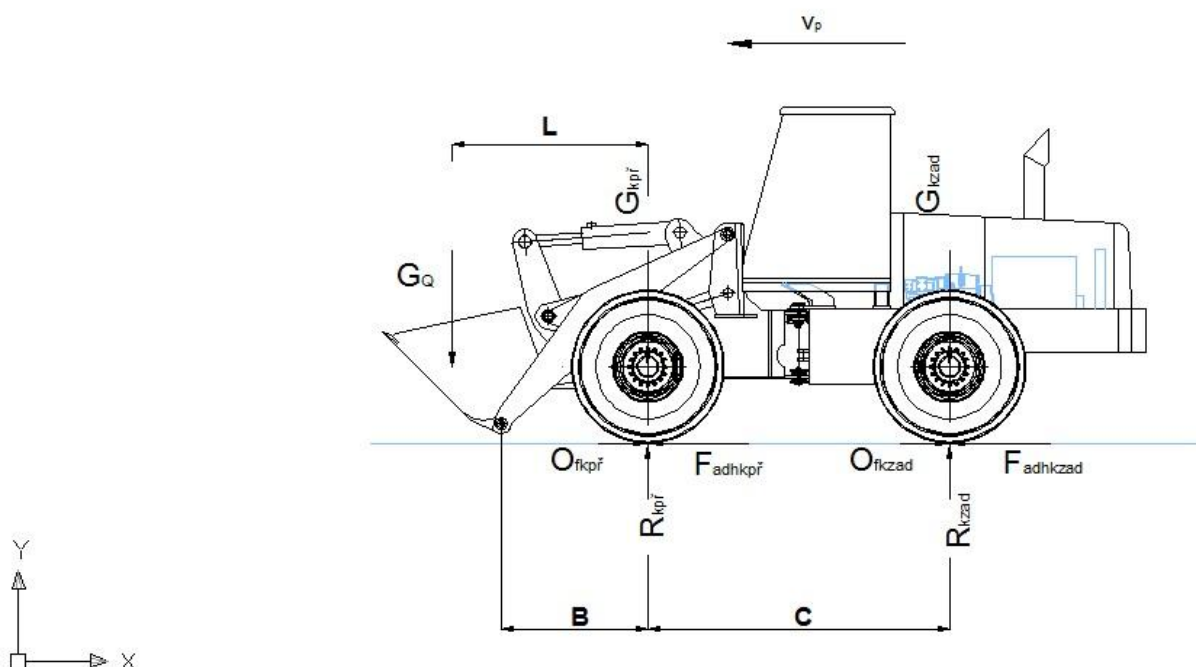
Zadní kolo:

$$F_{tkzad} = F_{adhkzad} - O_{fkzad} - O_{okzad} = R_{kzad} \cdot \psi - R_{kzad} \cdot f - G_{kzad} \cdot \sin \alpha \quad (3.49)$$

$$M_{hkzad} = F_{tkzad} \cdot r_d \quad (3.50)$$

Jízda po horizontálním podloží za bezvětrí s plně navršenou lopatou, $\alpha = 0^\circ$:

Na obr. 50 je znázorněné schéma kolového nakladače se znázorněnými jízdními odpory při jízdě a silovou rovnováhou na kolech.



Obr. 50 – kolový nakladač při jízdě po horizontálním podloží s plně naloženou lopatou

Význam jednotlivých označení sil:

$G_{kpř}$ – tíhové zatížení předního kola

G_{kzad} – tíhové zatížení zadního kola

$G_{\Sigma kpř}$ – celková tíha, připadající na přední kola

$G_{\Sigma kzad}$ – celková tíha, připadající na na zadní kola

$R_{kpř}$ – normálová reakce na předním kole

R_{kzad} – normálová reakce na zadním kole

$R_{\Sigma kpř}$ – celková normálová reakce na předních kolech

$R_{\Sigma kzad}$ – celková normálová reakce na zadních kolech

$O_{fkpř}$ – odpor valení na předním kole

O_{fkzad} – odpor valení na zadním kole

$F_{adhkpř}$ – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad}$ – adhezní síla na zadním kole

$F_{tkpř}$ – čistá tažná síla na předním kole

F_{tkzad} – čistá tažná síla na zadním kole

$M_{hkpř}$ – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na předním kole

M_{hkzad} – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na zadním kole

m_Q – hmotnost materiálu

G_Q – tíha převáženého materiálu

$$G_Q = m_Q \cdot g \quad (3.51)$$

Silová statická rovnováha v rovině x-y, $\alpha = 0^\circ$:

V ose y:

$$R_{\Sigma kpř} + R_{\Sigma kzad} - G_{\Sigma kpř} \cdot \cos \alpha - G_{\Sigma kzad} \cdot \cos \alpha - G_Q \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3.52)$$

Momentová rovnováha kolem bodu P, což je místo styku předního kola s podloží:

Kladný smysl momentu uvažuji proti směru otáčení hodinové ručičky

$$G_Q \cdot \frac{4}{3} \cdot B \cdot \cos \alpha - G_Q \cdot r_d \cdot \sin \alpha - G_{\Sigma kpř} \cdot r_d \cdot \sin \alpha - G_{\Sigma kzad} \cdot r_d \cdot \sin \alpha + R_{\Sigma kzad} \cdot c - G_{\Sigma kzad} \cdot c \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3.50)$$

$$G_{\Sigma kpř} = 2 \cdot G_{kpř} \quad (3.53)$$

$$G_{\Sigma kzad} = 2 \cdot G_{kzad} \quad (3.54)$$

$$R_{\Sigma kpř} = 2 \cdot R_{kpř} \quad (3.55)$$

$$R_{\Sigma k_{zad}} = 2 \cdot G_{k_{zad}} \quad (3.56)$$

Z rovnic pro statickou rovnováhu v rovině x-y z obr. 50 se určí normálová reakce předního kola $R_{kpř}$ a zadního kola R_{kzad} .

Silové poměry a jízdní odpory na jednotlivých kolech z obr. 50:

Přední kolo:

$$F_{tkpř} = F_{adhkpř} - O_{fkpř} = R_{kpř} \cdot \psi - R_{kpř} \cdot f \quad (3.57)$$

$$M_{hkpř} = F_{tkpř} \cdot r_d \quad (3.58)$$

Zadní kolo:

$$F_{tkzad} = F_{adhkzad} - O_{fkzad} = R_{kzad} \cdot \psi - R_{kzad} \cdot f \quad (3.59)$$

$$M_{hkzad} = F_{tkzad} \cdot r_d \quad (3.60)$$

Výsledky zatížení z předchozích schémat jsou uvedeny v příloze 1 počínaje tabulkou 1 a konče tabulkou 14. U zatížení s plně navršenou lopatou uvažují hmotnost převáženého materiálu o velikosti 6398,4 kg, za objemu nákladu o velikosti 3,1 m³.

Velikost normálního tíhového zrychlení g uvažují 9,81 m/s². Ve zmíněných tabulkách jsou uvedeny velikosti jízdních odporů působících na každé kolo a velikostí normálových reakcí, vyplývajících z různé zátěže a povaze terénu, na kterém se jízda uskutečňuje.

Pro přední a zadní kolo jsou uvedeny následující veličiny: valivý odpor O_f , adhezní síla F_{adh} , odpor stoupání O_α , tíha připadající na jedno kolo G_k , hnací moment M_{hk} v kole, čistá tažná síla F_{tk} . Dále jsou uvedeny následující veličiny: celková tažná síla $F_{\Sigma t}$ všech kol a celkový hnací moment $M_{\Sigma h}$ všech kol.

Výše uvedené veličiny jsou popsány pro jízdu v rovině nenaloženého a plně naloženého nakladače s plně navršenou lopatou. Dále jsou rozděleny podle jízdy do příslušného sklonu svahu s úhlem sklonů α , $\alpha \in \{5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ\}$, podle jízdy po třech druzích terénu a podle tří stavů příslušného terénu – suchý, mokrý, blátivý (viz příloha 1).

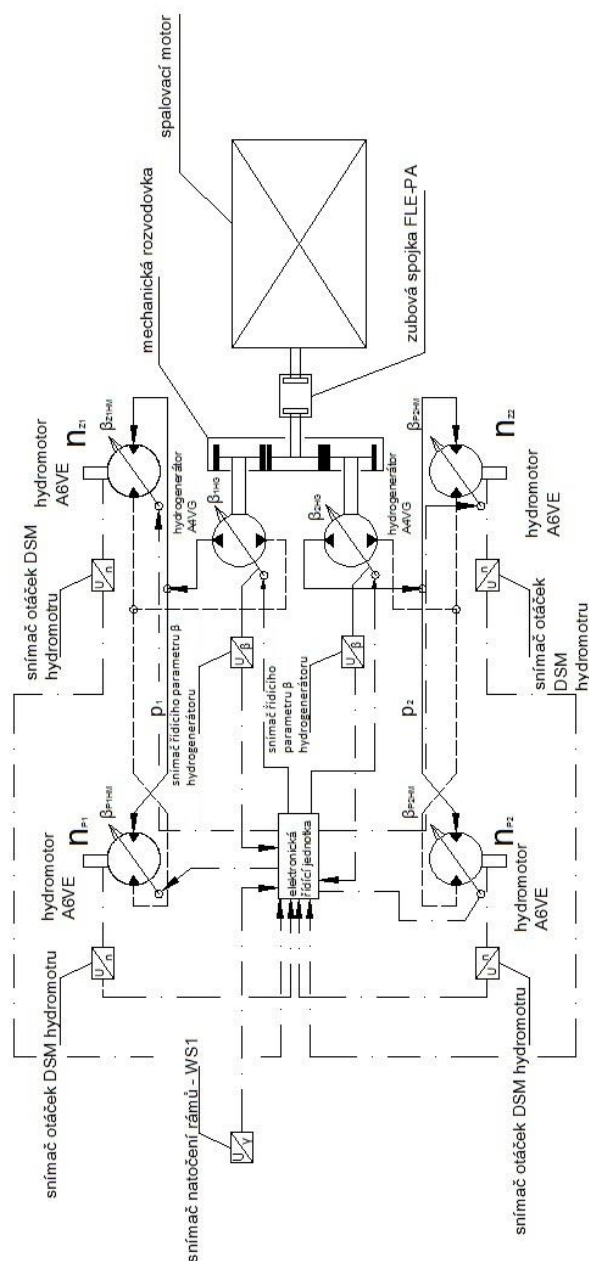
Záporné hodnoty tažné síly a příslušného hnacího momentu znamenají, že tažná síla, vyvíjená kolem, není schopná překonat jízdní odpory a vozidlo se zastaví. Výše popsaná situace je závislá na velikostech zatížení předních a zadních kol, což souvisí s velikostmi radiálních reakcí.

Velikost zatížení kol závisí na hmotnosti nákladu v lopatě a na tom, zda mobilní stroj pojíždí po rovině nebo do svahu. Hydromotor v kole musí být takový, aby dokázal využít co nejlépe adhezní podmínky podloží, ale přitom si zachoval kompaktní rozměry.

4. Hnací ústrojí [5; oddíl 4.5 Filtrace a filtry, str. 219 až 222], [16], [17], [19], [20], [21], [22], [26], [28]

Pohon hnacího ústrojí je hydraulický. Hlavní pohon se skládá ze dvou samostatných uzavřených okruhů, napájejících příslušné hydromotory v kolech v pravé a levé části vozidla z hlediska podélného rozdělení.

Zjednodušené schéma hydraulického obvodu hydrostatického pohonu je zobrazené na obr. 51.



Obr. 51 – schéma hydrostatického pohonu, skládajícího se ze čtyř hydromotorů a dvou hydrogenátorů

Úplné schéma hydraulického obvodu se nachází ve výkresové dokumentaci pod názvem Schéma hydraulického obvodu pohonu hydrokol. Seznam přiložené výkresové dokumentace je uveden v příloze 4.

Každý z hydromotorů je regulační s nastavitelným objemovým průtokem a proměnlivým směrem otáčení. Hydrogenerátory jsou regulační s nastavitelným objemovým výkonem.

Při volbě hydromotoru, který pohání hydrokolo, by měl být zohledněn fakt, aby příslušný hydromotor dokázal využít co nejlépe adhezní podmínky podloží. K pohonu hydrokola využívám pohon s rychloběžným hydromotorem a kolovým reduktorem.

Hydraulický motor má označení A6VE a kolový reduktor HYDROTRAC GFT 0040 T2 9000. Převod v kolovém reduktoru je planetový dvoustupňový, viz tabulku 22.

Tabulka 22

Označení typu kolového reduktoru	převod $i_{KR}[-]$	Použitý hydromotor
GFT 0040 T2 9000	59,1	A6VE 107

Celkový redukující převod v kolovém reduktoru má velikost 59,1. Hydraulický motor je axiální pístový rychloběžný s označením A6VE 107, série 63. Hydraulický motor A6VE 107 má maximální geometrický objem 107cm^3 . Údaje o hydraulickém motoru jsou uvedeny v následující tabulce 23.

Tabulka 23

Jmenovitý pracovní objem hydromotoru $V_{om}[\text{cm}^3]$	107
$V_{om}[\text{cm}^3/1]$..jmenovitý průtok hydromotorem na otáčku	107
$V_{min}[\text{cm}^3/1]$..minimální průtok hydromotorem na otáčku	21,4
$n_{nom} [1/\text{min}]$ při $V_{g\ max}$..jmenovité výstupní otáčky při největším geometrickém pracovním objemu	3550
$n_{max}[1/\text{min}]$ při $V_{om\ min}$ největší výstupní otáčky při nejmenším geometrickém objemu hydromotoru	6300
Teoretický výstupní průtok při n_{nom} a V_{om} : $Q_v[\text{dm}^3/\text{min}]$	380
Teoretický výstupní moment M na hřídeli hydromotoru při tlakovém spadu $\Delta p=400\text{ bar}$: $M[\text{Nm}]$	681
Výstupní moment M na hřídeli při tlakovém spadu $\Delta p=350\text{ bar}$: $M[\text{Nm}]$	596
moment setrvačnosti rotační skupiny $J_{GR} [\text{kgm}^2]$	0,0127

největší uhlové zrychlení α_{\max} [rad/s ²]	19000
hmotnost m[kg] pro provedení: port plate 02,37,38	47
hmotnost m [kg] pro provedení: port plate 22	53

- Minimální pracovní objem odpovídá $V_{\min}=0,2 V_{0m}$ (4.1)
- Kinematická viskozita pracovního oleje ν [mm²/s] by se měla pohybovat v následujícím intervalu optimálních hodnot $\nu \in \langle 16;36 \rangle$
- Měl by se používat minerální olej odpovídající výkonnostní kvalifikaci podle ČSN ISO 6743 skupiny H. Minerální oleje podle ISO 6443-4 jsou určeny pro použití v hydraulických mechanismech. Nejvhodnější jsou minerální oleje s aditivou s označením HM a HV podle ISO 6743-4 .
- Výrobce uvádí pro nejnižší kód čistoty oleje maximální stupeň znečištění kapaliny pro provoz axiálního hydromotoru hodnotu 20/18/15 dle ISO 4406 (ČSN 65 6206) – filtrační koeficient absolutní filtrace $\beta_{20} \geq 100$; pro vysoké teploty pracovní kapaliny nad 90°C se doporučuje stupeň maximálního znečištění kapaliny 19/17/14 dle ISO 4406
- Jmenovitý pracovní tlak $p_{\text{nom}}= 400\text{bar}$, maximální pracovní tlak $p_{\text{max}}=450\text{bar}$.



Obr. 52 – axiální pístový hydromotor A6VE 107 – [16, obr. ze str. 1]

Tabulka 24

Hydromotor A6VE 107				
Maximální moment na výstupním hřídeli hydromotoru $M_{HM\ max}[Nm]$ při tlakovém spádu $\Delta p=400bar$	Celkový převod v kolovém reduktoru $i_{KR}[-]$	Hydromechanická účinnost $\eta_{hm}[-]$	Mechanická účinnost šikmého ozubení soukolí $\eta_m[-]$	Maximální moment na výstupu kolového reduktoru $M_{KR\max}[Nm]$
640,3	59,1	0,94	0,98	34904,7

Největší skutečný přenášený moment na hydrokolo je vyvíjen při $V_{om}, \beta_{HM} = 1$, který je uveden v tabulce 24. Ve výpočtu konečného momentu se uvažuje s hydromechanickými ztrátami v hydromotoru A6VE 107 a následně s mechanickými ztrátami v kolovém reduktoru. Předpokládám, že hodnoty hydromechanické účinnosti hydromotoru a celkové mechanické účinnosti planetového převodu, uvedené v tab. 24, mají konstantní velikost.

Planetový převod je dvoustupňový, skládající se ze čtyř soukolí se šikmými zuby. Mechanické ztráty na každém soukolí uvažuji o velikosti 2%. K výpočtu výsledných hodnot momentů v tabulce byly použity následující vztahy:

$$M_{HM\ max} = \frac{V_{om}}{2\pi} \Delta p \beta_{HM} \eta_{hm} \quad (4.2)$$

$$M_{KR\max} = M_{HM\ max} i_{KR} (\eta_m)^4 \quad (4.3)$$

Pro mobilní stroje typu kolového nakladače je pro volbu hydromotoru pohonu v kole rozhodující velikost vyvíjeného momentu. Porovnáním výsledné hodnoty maximálního skutečného momentu na hřídeli hydromotoru z tabulky 24 s velikostmi momentů vyvíjených hydrokolem v závislosti na vlastnostech podloží a na sklonu vozovky vidíme, že velikost maximálního momentu vyvíjeného hydromotorem pokryje většinu kombinací druhů terénu a sklonu vozovky. Nejvyšší přípustné otáčky hydromotoru A6VE o velikosti 6300 1/min v kombinaci s převodem kolového reduktoru o velikosti 59,1 zajistí přijatelnou maximální teoretickou rychlost nakladače o velikosti 32,87 km/h (viz tabulku 1 v příloze 2).

Potenciál hydromotorů předních kol se využije například při poježdění s plně navršenou lopatou po rovině, při poježdění na svahu s úhlem sklonu 5° , 10° , 15° a to po betonu nebo šterkovitých cestách. V těchto případech podloží dovoluje vyvíjet mnohem větší hnací moment.

V ostatních případech je velikost největšího možného využitelného hnacího momentu v závislosti na fyzikálních vlastnostech podloží o něco menší než je velikost maximálního přenášeného hnacího momentu na kolo. Hnací moment, který je přenášený z hydromotoru na

kolo, dovoluje maximální využití adhezních podmínek k vyvinutí dostatečně velké trakční síly v kole na jakémkoliv podloží při práci a pojíždění. Na základě toho lze tvrdit, že využití hydromotoru A6VE 107, který je uplatněn v pohonu s hydrokoly navrhovaného kolového nakladače, je dostačující a je vhodnou volbou.

Jako zdroj tlakové tekutiny používám axiální pístový hydrogenerátor A4VG 125, který má jmenovitý geometrický objem 125cm^3 . Údaje o hydrogenerátoru jsou uvedeny v tab. 25. Při výběru hydrogenerátoru je rozhodujícím parametrem výstupní průtok Q_v o velikosti $280,9\text{ dm}^3/\text{min}$, při němž lze dosáhnout maximální rychlosti nakladače.



Obr. 53 – axiální pístový hydrogenerátor A4VG 125 – [17, obr. ze str. 1]

Tabulka 25 – údaje hydrogenerátoru A4VG 125

Jmenovitý pracovní objem hydrogenerátoru $V_{og}[\text{cm}^3]$	125
$V_{og}[\text{cm}^3/1]$..jmenovitý průtok hydrogenerátorem na otáčku	125
$n_{nom}[1/\text{min}]$ při V_{og} ..jmenovité výstupní otáčky při největším geometrickém pracovním objemu	3550
Výkon $P[\text{kW}]$ při $n_{nom}[1/\text{min}]$ a V_{og} .. Výkon P při jmenovitých výstupních otáčkách a největším geometrickém pracovním objemu a tlakovém spadu $\Delta p = 400\text{ bar}$	238
Výstupní průtok při n_{nom} a V_{og} : $Q_v[\text{dm}^3/\text{min}]$	356

Výstupní moment M na hřídeli při tlakovém spádu $\Delta p = 400 \text{ bar}$: M[Nm]	796
Výstupní moment M na hřídeli při tlakovém spádu $\Delta p = 100 \text{ bar}$: M[Nm]	199
moment setrvačnosti rotační skupiny $J_{GR}[\text{kgm}^2]$	0,0232
největší úhlové zrychlení $\alpha_{\max}[\text{rad/s}^2]$	14000
hmotnost m[kg]	80

- Kinematická viskozita pracovního oleje v $[\text{mm}^2/\text{s}]$ by se měla pohybovat stejně jako pro hydromotor A6VE v následujícím intervalu optimálních hodnot $\nu \in \langle 16; 36 \rangle$
- Měl by se používat minerální olej, odpovídající výkonnostní kvalifikaci podle ČSN ISO 6743 skupiny H. Minerální oleje podle ISO 6443-4 jsou určeny pro použití v hydraulických mechanismech. Nejvhodnější jsou minerální oleje s aditivou s označením HM a HV podle ISO 6743-4. Není vhodné používat emulze, obsahující vodu, a těžko zápalné oleje s označením HFA, HFB, HFC. Kapaliny s označením HFD lze používat v závislosti na způsobu použití.
- Výrobce uvádí jako nejnižší kód čistoty oleje maximální stupeň znečištění kapaliny pro provoz axiálního hydromotoru 20/18/15 podle ISO 4406 (ČSN 65 6206) – filtrační koeficient absolutní filtrace $\beta_{20} \geq 100$; pro vysoké teploty pracovní kapaliny nad 90°C se doporučuje stupeň maximálního znečištění kapaliny 19/17/14 podle ISO 4406.
- jmenovitý pracovní tlak $p_{\text{nom}} = 400 \text{ bar}$, maximální pracovní tlak $p_{\text{max}} = 450 \text{ bar}$.

Tabulka 26 - znázorňuje vybrané kódy čistoty [5, tab. 4.19 Vybrané kódy čistoty, str. 220]

Počet částic v 1cm^3		Kód čistoty
více než	maximum až	
2500	5000	19
1300	2500	18
640	1300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10

Filtrační koeficient β_x je dán vztahem:

$\beta_x = \frac{N_1}{N_2}$ (4.4), kde N_1 je počet částic větších než rozměr x měřený v μm v 1cm^3 objemu kapaliny před filtrem a N_2 je počet částic větších než rozměr x měřený v μm v 1cm^3 objemu kapaliny za filtrem.

Vztah mezi filtrační účinností η_x a filtračním koeficientem β_x je následující:

$$\eta_x = 1 - \frac{1}{\beta_x} \quad (4.5)$$

Tabulka 27

β_x	η_x
20	0,95
75	0,987
100	0,99

Podle ČSN 119453 je jako jmenovitá filtrační schopnost uváděná filtrační schopnost $\eta_x = 0,95$. To odpovídá $\beta_x = 20$ a jako absolutní filtrační schopnost $\eta_x = 0,987$ a to odpovídá $\beta_x = 75$. Doporučený filtr zajišťující minimální stupeň čistoty oleje pro provoz axiálního hydromotoru a hydrogenerátoru má označení kódu čistoty 20/18/15.

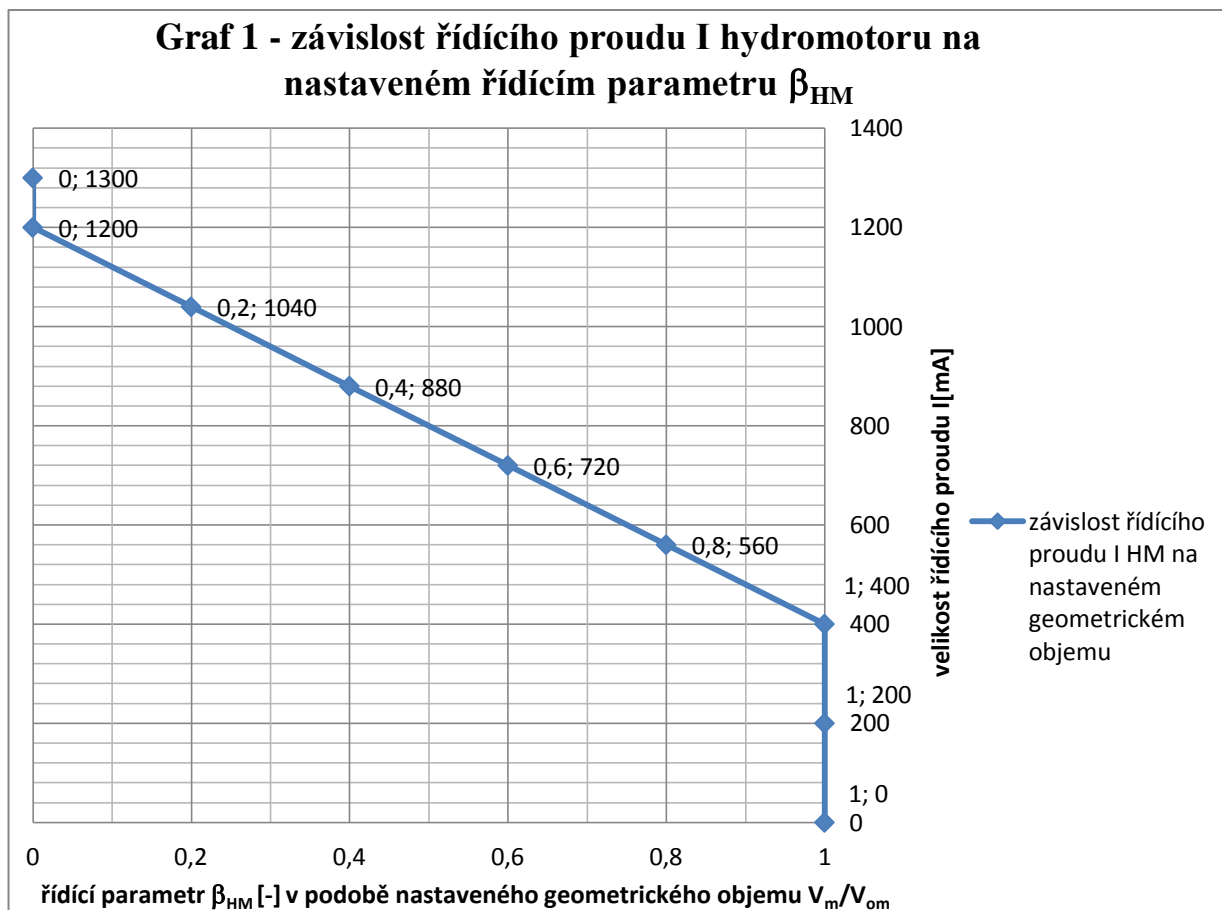
To znamená, že v jednom vzorku kapaliny je 1300 až 2500 částic o velikosti rovnající se nebo větší než $15\ \mu\text{m}$ a 160 až 320 částic o velikosti rovnající se nebo větší než $25\ \mu\text{m}$. Doporučený filtr s filtračním koeficientem $\beta_{20} \geq 100$ zachytí nečistoty o velikosti $20\ \mu\text{m}$ s účinností 99% a lepší.

Řízení pohonu probíhá hydraulickou cestou. Pro každý ze dvou hlavních hnacích hydraulických obvodů platí, že řízení se dělí na primární a sekundární. Primární regulace probíhá na hydrogenerátoru. Během primární regulace se řídí objemový výkon hydrogenerátoru postupným otevíráním řídicí desky. Sekundární regulace probíhá na každém hydromotoru. Během sekundární regulace se snižuje pracovní objem hydromotoru a tímto se docílí zvýšení výstupních otáček respektive úhlové rychlosti na výstupním hřídeli. Pomocí sekundární regulace lze zvýšit otáčkový rozsah.

Řízení ovládá elektronická jednotka, která řídí natáčení desky hydrogenerátorů a hydromotorů v kolech. Řízení je označováno jako EP – elektroproporcionální. Natáčení řídicí desky je řízeno velikostí přiváděného elektrického proudu.

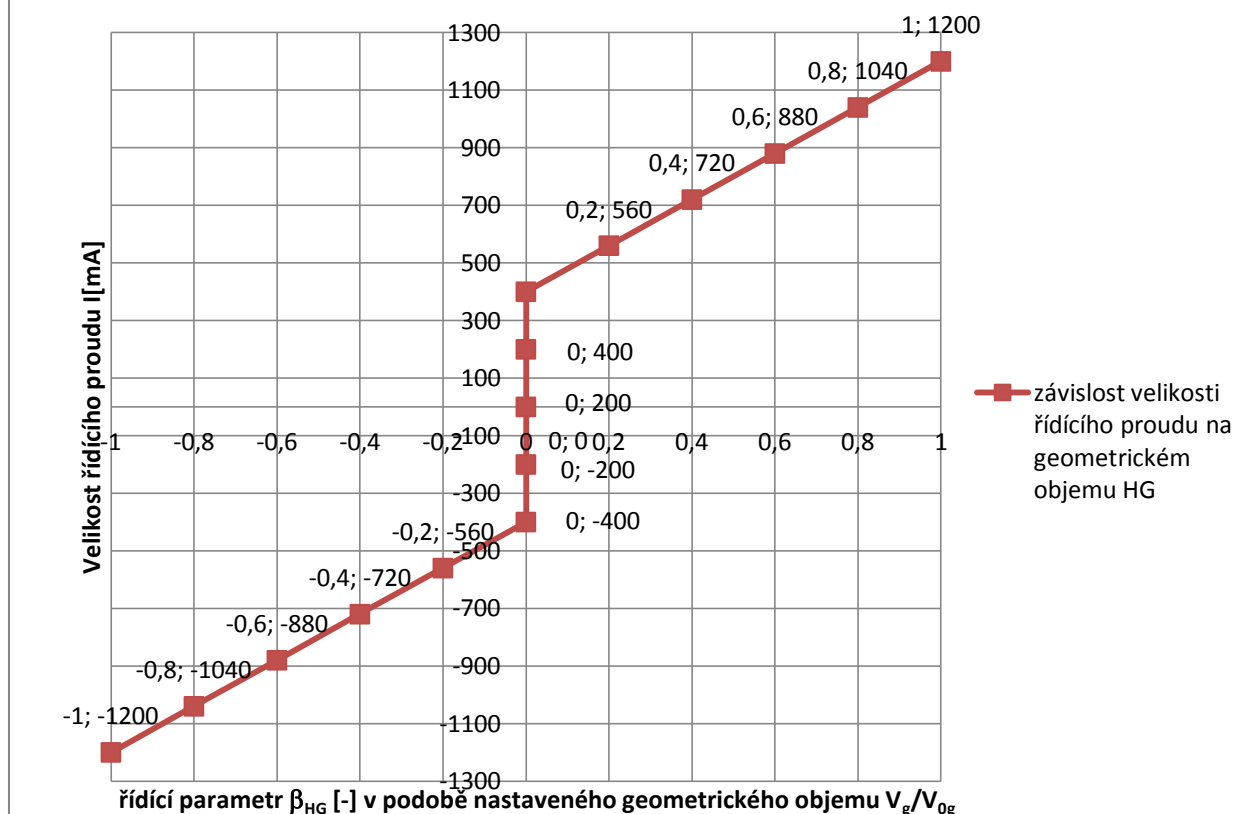
Výchozí poloha hydrogenerátorů odpovídá $V_{0g} = 0$ a výchozí poloha hydromotorů se odpovídá V_{0m} . Pro hydraulické motory A6VE je tento způsob řízení označován EP1. Napětí zdroje má velikost 12V. Řízení začíná na velikosti elektrického proudu 400 mA při V_{0m} , tj. $\beta_{HMmax}=1$ a končí na velikosti elektrického proudu 1040 mA při $0,2V_{0m}$, tj. $\beta_{HMmin}=0,2$.

Závislost řídicího proudu na nastaveném objemu V_m/V_{0m} respektive řídicím parametru β_{HM} je znázorněna na následujícím grafu 1.



Graf 1 - závislost velikosti elektrického proudu I na nastaveném geometrickém objemu V_m/V_{0m}

**Graf 2 - závislost velikosti řídicího proudu I na
nastaveném geometrickém objemu hydrogenerátoru
 V_g/V_{0g} respektive řídicím parametru β_{HG}**



Graf 2 – závislost velikosti řídicího proudu I na nastaveném geometrickém objemu V_g / V_{0g}

Elektroproporcionální způsob řízení desek hydrogenerátoru A4VG je označován jako EP3. Zdroj má napětí 12V. Řízení hydrogenerátoru začíná na velikosti proudu 400 mA při V_{gmin} tj. $\beta_{HGmin}=0$ a končí na velikosti proudu 1200 mA při V_{0g} tj. $\beta_{HGmax}=1$. Závislost řídicího proudu na nastaveném geometrickém objemu V_g / V_{0g} respektive řídicím parametru β_{HG} je znázorněna na grafu 2.

V případě nutnosti brzdění se bude uskutečňovat hydraulickou cestou snižováním objemového toku v uzavřeném obvodu tím, že se bude přivírat řídicí deska hydrogenerátoru. Každý ze dvou uzavřených hydraulických obvodů se skládá z vysokotlaké a nízkotlaké větve. Vysokotlaká větev je na obrázku schématu vyznačena plnou čarou a nízkotlaká větev přerušovanou čarou.

Ovládání řídicí desky hydromotoru se uskutečňuje tlakovým působením pracovní kapaliny na řídicí píst - viz výkresovou dokumentaci hydraulického obvodu pohonu. Desku ovládá třicestný dvupolohový rozváděč, který je napájený vždy z vysokotlaké větve.

K větvi napájení zmíněného rozváděče, sloužícího k ovládání desky hydromotoru A6VE, je připojen tlakový spínač. Výrobce uvádí, že při poklesu tlaku ve vysokotlaké větvi pod 30 bar, nebude možno ovládat řídicí desku hydromotoru.

Proto se k napájení rozváděče řídicího desku hydromotoru připojuje tlakový spínač nastavený na hodnotu 30 bar. Klesne – li tlak ve vysokotlaké větvi pod hodnotu 30 bar, odkloní se tok vytékající nízkotlakou větví z hydromotoru do elektromagneticky řízeného škrťacího ventilu.

Seškrcením toku se postupně zvýší hydraulický odpor v celém hydraulickém systému. Každá větev, nízkotlaká a vysokotlaká, napájející hydromotor, je rozvětvená do dvou větví. V jedné větvi je elektromagneticky řízený ventil a dvoucestný dvoupolohový rozváděč a ve druhé je jenom dvoucestný dvoupolohový rozváděč. Pokud je ve větvi vysoký tlak, neprobíhá škrcení.

Správné vyhodnocování řídicí jednotky, která větev je nízkotlaká nebo vysokotlaká, přichází na základě údajů ze snímače natočení desky hydrogenerátoru. Nutné zvyšování tlaku v hydraulickém systému seškrčováním průtoku v nízkotlaké větvi je prováděno také v případech, zvýší-li se otáčky hydromotoru nad 6300 1/min, což jsou nejvyšší přípustné otáčky, které dovoluje výrobce.

Pokud se otáčky kola zvýší do té míry, že otáčky výstupního hřídele hydromotoru dosáhnou nejvyšší přípustné hodnoty o velikosti 6300 1/min, pak řídicí jednotka dá příkaz k sepnutí škrťacího ventilu a řídicí jednoka může dát příkaz k zvýšení pracovního objemu hydromotoru na jmenovitou velikost V_{om} . V důsledku toho poklesnou otáčky kola. Tímto se využije maximální velikosti hnacího momentu, který dovoluje terén. Důsledkem toho dojde k obnovení přilnavosti mezi hydrokolem a terénem.

Velikost otáček výstupního hřídele hydromotoru odečítá snímač otáček s označením DSM1-10 a vysílá signál do řídicí jednotky. Do řídicí jednotky přichází i signál ze snímače tlaku a ze snímače natočení desky hydrogenerátoru. Tímto způsobem řídicí jednotka vyhodnotí, která větev je vysokotlaká. Na základě toho vyhodnocení může řídicí jednotka zapnout v případě nutnosti elektromagneticky řízený škrťací ventil v nízkotlaké větvi, pokud bude potřeba zvýšit tlak v hydraulickém obvodu.

Snímač otáček s označením DSM1-10, vyráběný společností Bosch – Rexroth, je bezkontaktní snímač otáček speciálně uzpůsobený pro užití v mobilních aplikacích. Proto je vhodný pro snímání výstupních otáček hydromotoru A6VE. Snímání probíhá na principu snímání přerušovaného magnetického pole, otáčejícího se ozubeného kola z feromagnetického materiálu. Ozubené kolo je spojeno s výstupním hřídelem. V místě mezeří mezi zuby se magnetické pole přerušuje. Výstupní signál má konstantní amplitudu nezávislou na uhlové rychlosti výstupního hřídele. Snímačem lze odečítat nejen úhlovou rychlost (otáčky), ale také smysl otáčení, stav zastavení.



Obr. 54 – snímač DSM1-10 – [21, obr. ze str. 1]

V tabulce 28 jsou uvedeny některé technické parametry snímače DSM1-10:

Tabulka 28 – [21, str. 3]

Jmenovité napětí U_{nom}	12V
Pracovní napětí snímače U_{sn}	od 4,5V do 20V
Spotřeba proudu I	max. 16,8 mA
Elektrický proud na snímači	
$I_{dolní\ mez}$	$7mA \pm 20\%$
$I_{horní\ mez}$	$14mA \pm 20\%$
Poměr $I_{horní\ mez} / I_{dolní\ mez}$	$\geq 1,9$
Frekvence otáčení zubů f_z	Až 5kHz
Frekvence výstupního signálu ($f_{vys} = 2 \cdot f_z$)	Až 10kHz
Vzdálenost pro měření	Typická vzdálenost čidla 1,5 mm; největší vzdálenost 3 mm

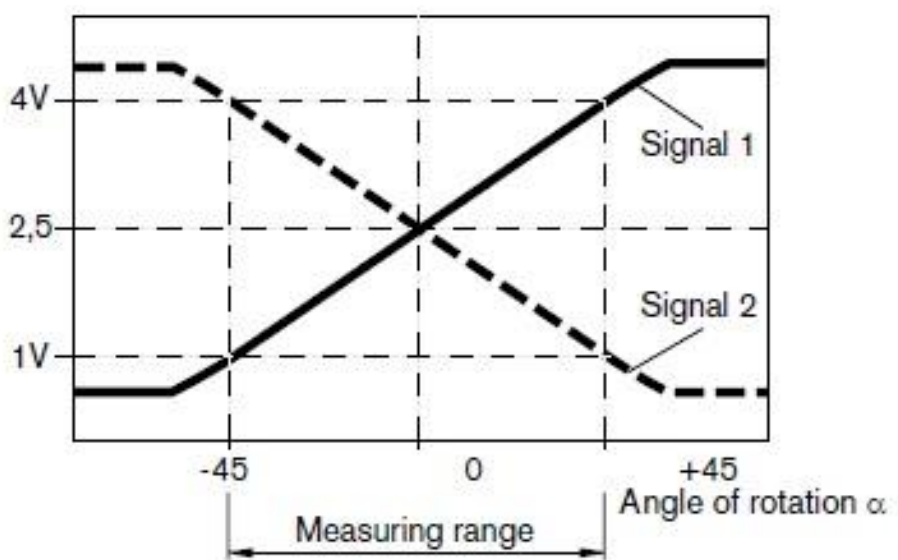
Snímání natáčení rámu se uskutečňuje pomocí snímače úhlu s označením WS1T90/10 vyráběný společností Bosch - Rexroth. Snímač je umístěný na spodku horního čepu v horní části kloubového spojení předního a zadního rámu. Některé parametry snímače WS1 jsou uvedeny v tabulce 29.

Tabulka 29

Napájecí napětí U_b	$5V \pm 0,25V$
Vstupní elektrický proud I_{vys}	Stejnoseměrný, maximální hodnota 11mA
Výstupní napětí U_a	0,5 až 4,5 V
Rozsah měření γ	$\pm 45^\circ$



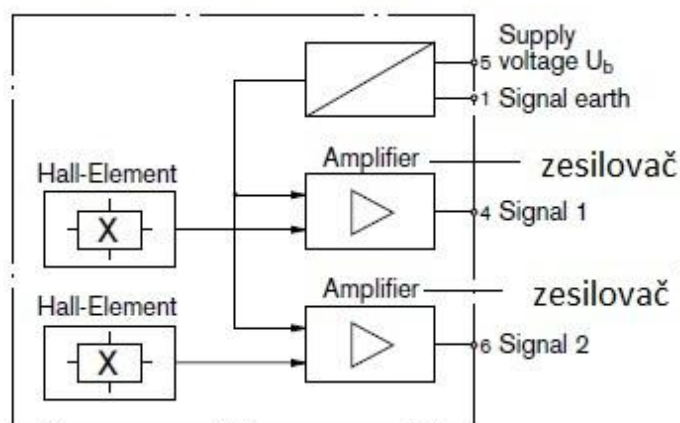
Obr. 55 – snímač úhlu WS1T90/10 - [22, obr. ze str. 1]



Obr. 56 – charakteristika měřicího signálu snímače WS1T90/10 – [22, str. 3]

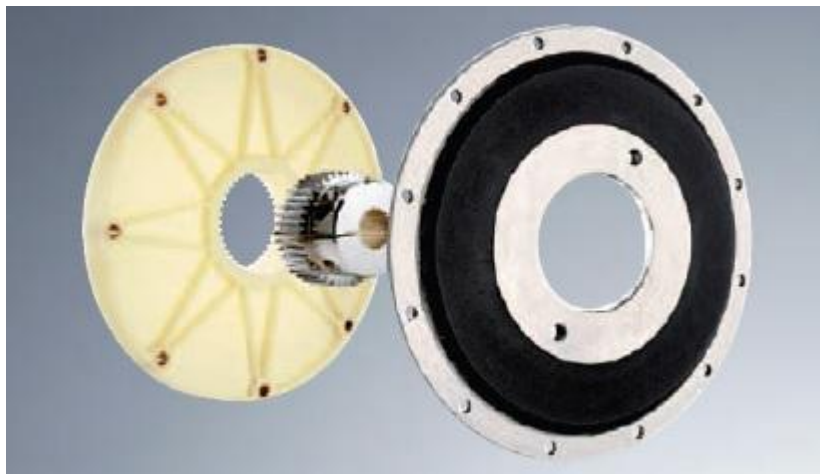
Na obr. 56 je znázorněna charakteristika výstupního napětí U_a v závislosti na úhlu natočení snímače WS1T90/10.

Block Circuit Diagram



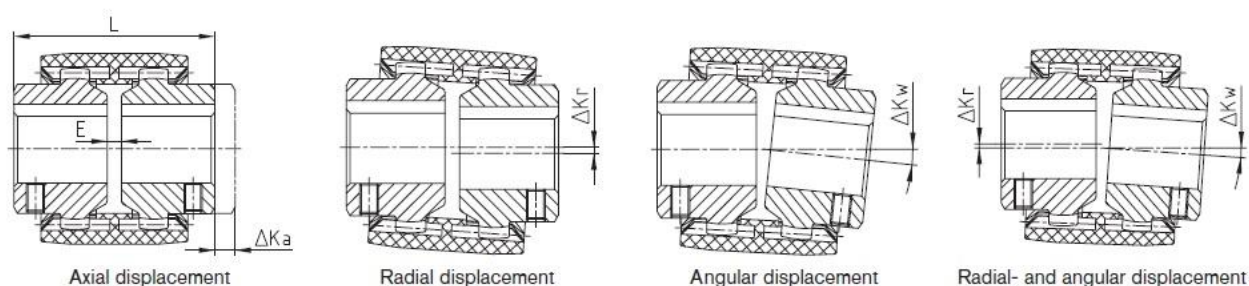
Obr. 57 – blokové schéma snímače úhlu WS1T90/10 – [22, str. 3]

Přenos toku energie ze spalovacího motoru na vstupní centrální hřídel mechanické rozvodovky je realizováno zubovou spojkou s označením FLE- PA T80 od firmy BoWex.



Obr. 58 – zubová spojka typu FLE-PA – [26, obr. ze str. 75]

Zubové spojky typu FLE-PA (na obr. 58) se skládají z plastového věnce a hřídelového náboje. Věnc se připojuje k setrvačníku a hřídelový náboj se připojuje k vstupnímu hřídeli mechanické rozvodovky. Konstrukce zubových spojek od firmy BoWex dovoluje jistou míru nesouososti a vyosení spojovaných součástí.



Obr. 59 – znázornění axiálního posunutí ΔK_a , nesouososti ΔK_r , vyosení ΔK_w nebo kombinace nesouososti ΔK_r a vyosení ΔK_w – [26, obr. ze str. 80]

Na obr. 59 jsou znázorněné nepřesnosti spojovaných součástí: ΔK_a – axiální vychýlení spojovaných součástí, ΔK_r – míra nesouososti, ΔK_w – míra vyosení, ΔK_r , ΔK_w – kombinace nesouososti a vyosení.

Tento typ spojení dokáže realizovat přenos toku energie s dobrou účinností i přes montážní nepřesnosti a přes rázy a vibrace, vznikající při provozu. Zubová spojka pohlcuje menší rázy.

Pro volbu příslušné zubové spojky jsem využíval tyto vztahy přenášeného momentu a výkonu v závislosti na druhu zátěže:

Tabulka 30 – [26, str. 79]

Popis	Veličina	Vysvětlení zátěže
Jmenovitý moment na výstupním hřídeli zdroje energie	M_N [Nm]	Jmenovitý moment při stacionárním zatížení
Jmenovitý moment na zubové spojce	M_{KN} [Nm]	Moment, který může být přenášen v celém rychlostním rozsahu
Maximální moment přenášený spojkou	M_{Kmax} [Nm]	Maximální moment, který může být přenášen dynamickou zátěží $\geq 10^5$ cyklů nebo $5 \cdot 10^4$ cyklů vibrační zátěží, respektive během celé životnosti spojky
Špičkový moment	M_s [Nm]	Špičkový moment na výstupním hřídeli zdroje energie

$$M_{KN} \geq M_N \cdot S_t; M_{KN} [Nm], M_N [Nm] \quad (4.6)$$

$$M_N = \frac{P}{n} \frac{60000}{2\pi}; M_N [Nm], P [kW], n [\text{min}^{-1}] \quad (4.7)$$

$$M_{K \max} \geq M_S \cdot S_Z \cdot S_t + M_N \cdot S_t; M_{K \max} [Nm], M_S [Nm], M_N [Nm] \quad (4.8)$$

S_t je teplotní faktor a S_Z je faktor startovní frekvence.

Tabulka 31

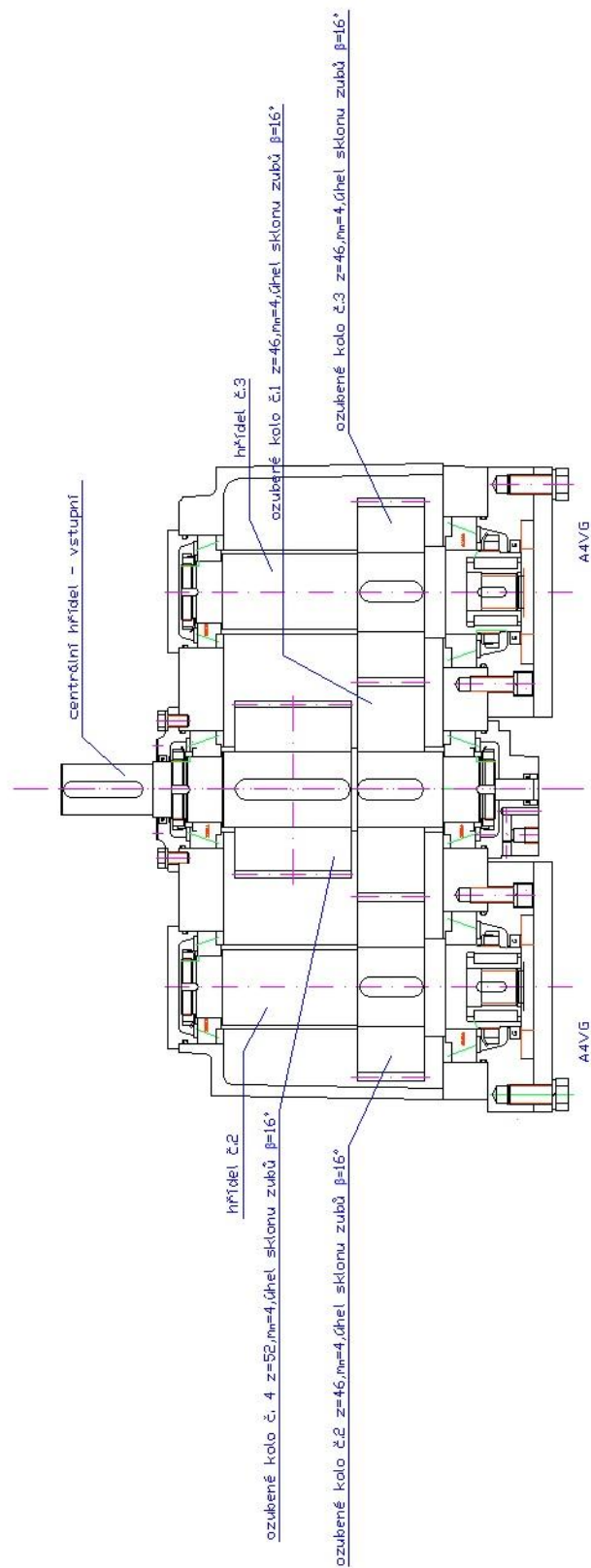
Velikost spojky FLE-PA	Jmenovité otáčky spojky	Jmenovitý moment na spojce	Jmenovitý příkon spojky	Maximální moment přenášený spojkou	Maximální příkon spojky	hmotnost
T - 80	$n_{nom} [\text{min}^{-1}]$	$M_{KN} [Nm]$	$P_{KN} [kW]$	$M_{K \max} [Nm]$	$P_{K \max} [kW]$	$m [kg]$
	3000	1500	471	3750	1178	1,12

Zubová spojka FLE- PA bez problémů přenesse maximální moment vyvíjený spalovacím motorem o hodnotě $M_{\max} = 934 Nm$ a jmenovitý moment o hodnotě $M_{nom} = 775 Nm$. Vzhledem k tomu, že může pracovat v otáčkovém rozsahu až 3000 ot/min, spojka přenesse maximální špičkový výkon spalovacího motoru o hodnotě $P_{\max} = 168 kW$ při 1800 ot/min a jmenovitý výkon spalovacího motoru o hodnotě $P_{nom} = 162 kW$ při 2000 ot/min. Navíc zubová spojka FLE-PA má nízkou hmotnost o velikosti 1,12 kg. Axiální vychýlení ΔKa se pohybuje v rámci $\Delta Ka = \pm 2 mm$.

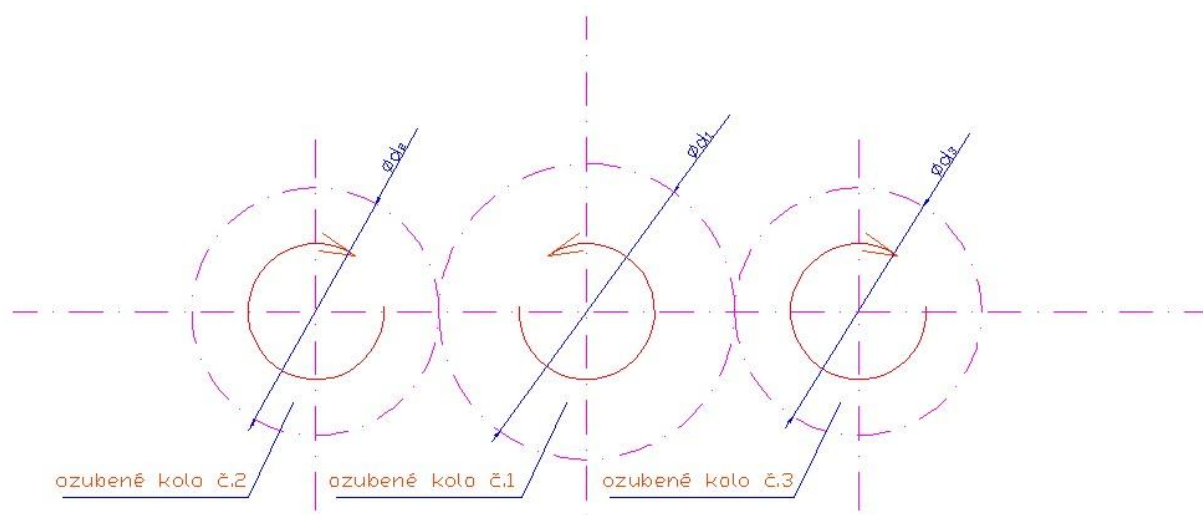
4.1 Popis mechanické rozvodovky, hydraulického obvodu hydromotorů výložníku a obvodu řídicích hydromotorů

Rozvodovka se skládá z 6 - ti ozubených kol se šikmými zuby, která tvoří 4 ozubená soukolí. Výkon je přiváděn na vstupní centrální hřídel, od něhož je tok energie rozváděn na 4 hřídele, k nimž jsou na výstupní straně připojeny hydrogenerátory.

Na následujících obrázcích jsou zobrazena schémata uspořádání ozubených kol v rozvodovce.



Obr. 60 – uspořádání ozubených kol č. 2 a č. 3 pohánějících hydrogenerátory A4VG



Obr. 61 – schéma záběrů roztečných kružnic soukolí 1-2 ozubených kol č. 1 a č. 2 a soukolí 1-3 ozubených kol č. 1 a č. 3 a smysl otáčení

Tabulka 32: Parametry soukolí 1 - 2 ozubeného kola č. 1 – hnací a ozubeného kola č. 2 – hnané :

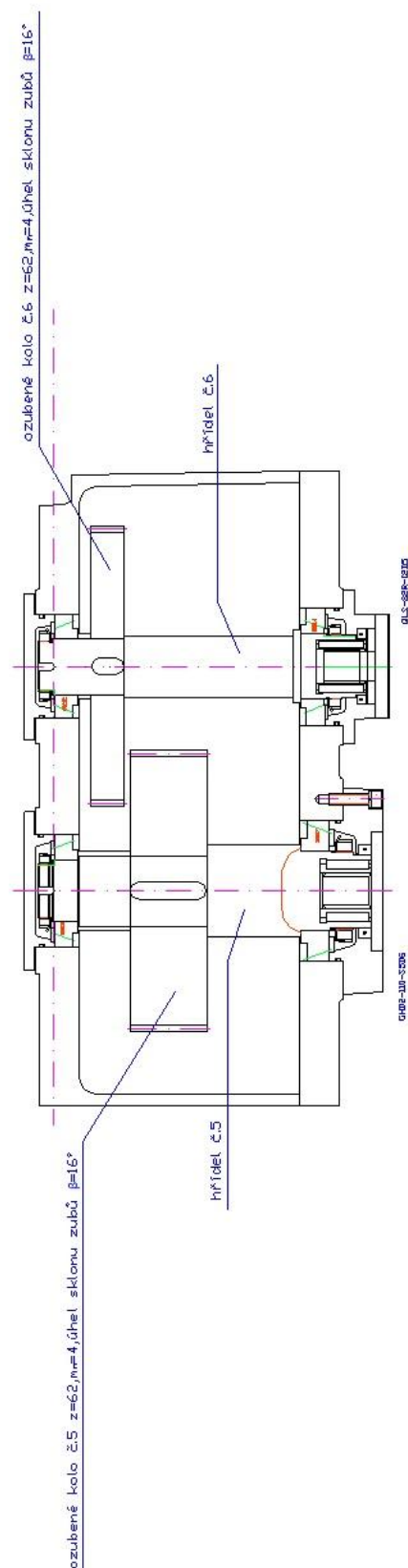
Veličina	Význam	Závislost na ostatních veličinách	Velikost
m_n [mm]	Normálový modul		4 mm
z_1 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 1		55
z_2 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 2		46
d_1 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 1	$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1$	228,866 mm
d_2 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 2	$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2$	191,415 mm
d_{a1} [mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$	236,866 mm
d_{f1} [mm]	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$	218,866 mm
d_{b1} [mm]	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$	214,037 mm
d_{a2} [mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 2	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$	199,415 mm
d_{f2} [mm]	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 2	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$	181,415 mm
d_{b2} [mm]	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t$	179,013 mm

$b_w[\text{mm}]$ pro obě kola	Pracovní šířka kola		70 mm
$b[\text{mm}]$ pro obě kola	Šířka kola		72 mm
$i_{12}[-]$	Převodový poměr	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	0,836
$\alpha = \alpha_n[^\circ]$ pro obě kola	Úhel záběru		20°
$\beta[^\circ]$ pro obě ozubená kola	Úhel sklonu zubů		16°
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 1	levý		
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 2	pravý		
$m_t[\text{mm}]$ pro obě kola	čelní modul	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	4,161 mm
$\tan \alpha_t[\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	0,377 rad
$\alpha_t[\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel		0,362 rad
$a_{12}[\text{mm}]$	Meziosová vzdálenost	$a_{12} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$	210,141 mm
$\psi_d[-]$		$\psi_d = \frac{b_w}{d_1}$	0,306
$\psi_m[-]$		$\psi_m = \frac{b_w}{m_n}$	17,5

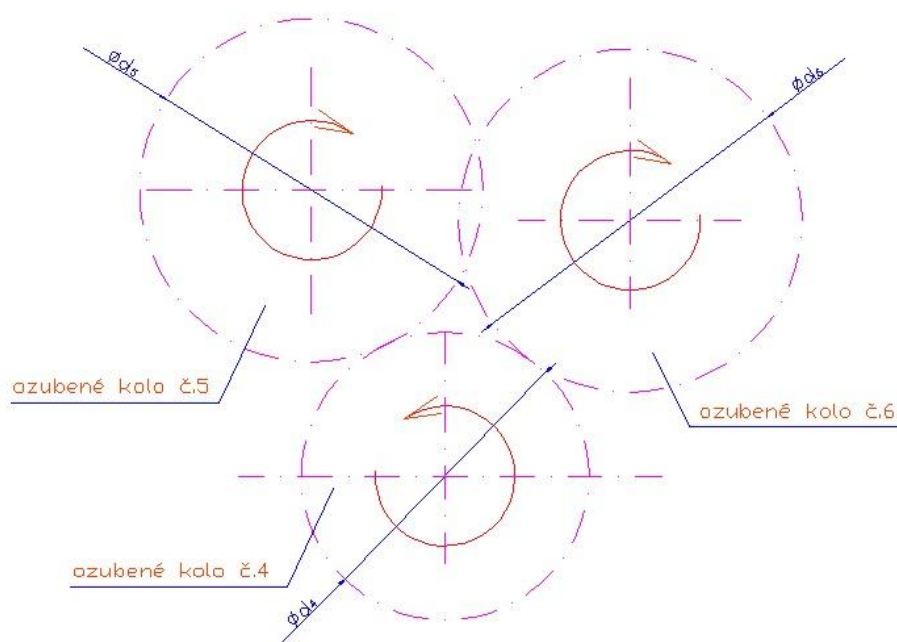
Tabulka 33: Parametry soukolí 1 - 3 ozubeného kola č. 1 – hnací a ozubeného kola č. 3 – hnané :

Veličina	Význam	Závislost na ostatních veličinách	Velikost
$m_n[\text{mm}]$	Normálový modul		4 mm
$z_1[-]$	Počet zubů ozubeného kola č. 1		55
$z_3[-]$	Počet zubů ozubeného kola č. 2		46
$d_1[\text{mm}]$	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 1	$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1$	228,866 mm
$d_3[\text{mm}]$	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 3	$d_3 = m_t \cdot z_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3$	191,415 mm

$d_{a1}[\text{mm}]$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{a1} = d_1 + 2.m_n$	236,866 mm
$d_{f1}[\text{mm}]$	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{f1} = d_1 - 2,5.m_n$	218,866 mm
$d_{b1}[\text{mm}]$	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 1	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$	214,037 mm
$d_{a3}[\text{mm}]$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 3	$d_{a3} = d_3 + 2.m_n$	199,415 mm
$d_{f3}[\text{mm}]$	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 2	$d_{f3} = d_3 - 2,5.m_n$	181,415 mm
$d_{b3}[\text{mm}]$	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 3	$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t$	179,013 mm
$b_w[\text{mm}]$ pro obě kola	Pracovní šířka kola		70 mm
$b[\text{mm}]$ pro obě kola	Šířka kola		72 mm
$i_{13}[-]$	Převodový poměr	$i_{13} = \frac{z_3}{z_1}$	0,836
$\alpha = \alpha_n[^\circ]$ pro obě ozubená kola	Úhel záběru		20°
$\beta[^\circ]$ pro obě kola	Úhel sklonu zubů		16°
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 1	levý		
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 3	pravý		
$m_t[\text{mm}]$ pro obě kola	čelní modul	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	4,161 mm
$\tan \alpha_t[\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	0,379 rad
$\alpha_t[\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel		0,362 rad
$a_{13}[\text{mm}]$	Meziosová vzdálenost	$a_{13} = 0,5.(d_1 + d_3)$	210,141 mm
$\psi_d[-]$		$\psi_d = \frac{b_w}{d_1}$	0,306
$\psi_m[-]$		$\psi_m = \frac{b_w}{m_n}$	17,5



Obr. 62 – schéma uspořádání horního patra, které se skládá ze soukolí 5-6, skladající se z ozubených kol č. 5 a č. 6, a ze soukolí 4-5, tvořeného ozubenými koly č. 4 a č. 5, pohánějících hřídel hydrogenerátorů GHD 2 - 100/GHD 1 - 51 a hřídel hydrogenerátoru QLS – 82



Obr. 63 – schéma uspořádání soukolí ozubených kol č. 4 a č. 5 a soukolí ozubených kol č. 4 a č. 6 a smysl otáčení

Tabulka 34: Parametry soukolí 4-5 ozubeného kola č. 4 – hnací a ozubeného kola č. 5 – hnané:

Veličina	Význam	Závislost na ostatních veličinách	Velikost
m_n [mm]	Normálový modul		4mm
z_4 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 4		52
z_5 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 5		62
d_4 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 4	$d_4 = m_t \cdot z_4 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_4$	216,382mm
d_5 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 5	$d_5 = m_t \cdot z_5 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_5$	257,994mm
d_{a4} [mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n$	224,382mm
d_{f4} [mm]	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n$	206,382mm
d_{b4} [mm]	Základní kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t$	202,362mm

$d_{a5}[\text{mm}]$	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 5	$d_{a5} = d_5 + 2.m_n$	265,994mm
$d_{f5}[\text{mm}]$	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 5	$d_{f5} = d_5 - 2,5.m_n$	247,994mm
$d_{b5}[\text{mm}]$	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 5	$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t$	241,278mm
$b_{w4}[\text{mm}]$	Pracovní šířka ozubeného kola č. 4 v tomto soukolí		80mm
$b_4[\text{mm}]$	Šířka ozubeného kola č. 4		124mm
$b_{w5}[\text{mm}]$	Pracovní šířka ozubeného kola č. 5		80mm
$b_5[\text{mm}]$	Šířka ozubeného kola č. 5		82mm
$i_{45}[-]$	Převodový poměr	$i_{45} = \frac{z_5}{z_4}$	1,192
$\alpha = \alpha_n [^\circ]$ pro obě kola	Úhel záběru		20°
$\beta [^\circ]$ pro obě kola	Úhel sklonu zubů		16°
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 4	pravý		
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 5	levý		
$m_t [\text{mm}]$ pro obě kola	čelní modul	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	4,161mm
$\tan \alpha_t [\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	0,379rad
$\alpha_t [\text{rad}]$ pro obě kola	Čelní záběrový úhel		0,362rad
$a_{45} [\text{mm}]$	Meziosová vzdálenost	$a_{45} = 0,5.(d_4 + d_5)$	237,188mm
$\psi_d [-]$		$\psi_d = \frac{b_w}{d_4}$	0,370
$\psi_m [-]$		$\psi_m = \frac{b_w}{m_n}$	20

Tabulka 35: Parametry soukolí 4-6 ozubeného kola č. 4 – hnací a ozubeného kola č. 6 – hnané:

Veličina	Význam	Závislost na ostatních veličinách	Velikost
m_n [mm]	Normálový modul		4mm
z_4 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 4		52
z_6 [-]	Počet zubů ozubeného kola č. 6		62
d_4 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 4	$d_4 = m_t \cdot z_4 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_4$	216,382mm
d_6 [mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola č. 6	$d_5 = m_t \cdot z_5 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_5$	257,994mm
d_{a4} [mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n$	224,382mm
d_{f4} [mm]	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n$	206,382mm
d_{b4} [mm]	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 4	$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t$	202,362mm
d_{a6} [mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola č. 6	$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n$	265,994mm
d_{f6} [mm]	Průměr patní kružnice ozubeného kola č. 6	$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot m_n$	247,994mm
d_{b6} [mm]	Průměr základní kružnice ozubeného kola č. 6	$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t$	241,278mm
b_{w4} [mm]	Pracovní šířka ozubeného kola č. 4 v tomto soukolí		36mm
b_4 [mm]	Šířka ozubeného kola č. 4		124mm
b_{w6} [mm]	Pracovní šířka ozubeného kola č. 6		36mm
b_6 [mm]	Šířka ozubeného kola č. 6		38mm
i_{46} [-]	Převodový poměr	$i_{46} = \frac{z_6}{z_4}$	1,192308
$\alpha = \alpha_n$ [°] pro obě ozubená kola	Úhel záběru		20°
β [°] pro obě ozubená kola	Úhel sklonu zubů		16°

Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 4	pravý		
Smysl stoupání šroubovice ozubeného kola č. 6	levý		
m_t [mm] pro obě kola	čelní modul	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	4,161mm
$\tan \alpha_t$ [rad] pro obě kola	Čelní záběrový úhel	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	0,379rad
α_t [rad] pro obě kola	Čelní záběrový úhel		0,362rad
a_{46} [mm]	Meziosová vzdálenost	$a_{46} = 0,5 \cdot (d_4 + d_6)$	237,188mm
ψ_d [-]		$\psi_d = \frac{b_w}{d_4}$	0,370
ψ_m [-]		$\psi_m = \frac{b_w}{m_n}$	9

Hřídele č. 2 a č. 3, na kterých jsou umístěná ozubená kola č. 2 a č. 3, pohání hydrogenerátory A4VG pohonu. Ozubené kolo č. 4 je v záběru s ozubenými koly č. 5 a č. 6. Na hřídeli č. 5 je umístěné ozubené kolo č. 5, pohánějící dvojitý zubový hydrogenerátor s označením GHD 2 – 100/ GHD 1 – 51 L R2D5.

Tento dvojitý hydrogenerátor obsluhuje hydraulický obvod výložníku, skládající se z 3 přímočarých hydromotorů. Na hřídeli č. 6 je umístěné ozubené kolo č. 6, pohánějící zubový hydrogenerátor s označením QLS – 82LI2D5 .

Hydrogenerátor QLS - 82 obsluhuje hydraulický obvod, zajišťující natáčení předního rámu vůči zadnímu. Tento hydraulický obvod se skládá ze dvou přímočarých hydromotorů. Na centrálním hřídeli na výstupní straně, tj. na straně umístění všech hydrogenerátorů, je k centrálnímu hřídeli připojen zubový hydrogenerátor s označením P23 – 2,5 A1K1, který zajišťuje cirkulaci mazacího oleje, který je přiváděn do skříně rozvodovky pomocí trubiček do čtyř míst.

To jsou tyto místa: v místě záběru ozubeného kola č. 1 a č. 2, v místě záběru ozubeného kola č. 1 a č. 3, v místě záběru ozubeného kola č. 4 a č. 5 a v místě záběru ozubeného kola č. 4 a č. 6. Místa záběru jsou vybrána tak, aby zuby v těchto místech se otáčely do sebe a nabraly olej do mezizubového prostoru. Ozubená kola jsou připojena k hřídelům pomocí těsných per.

Co se týče smyslu otáčení, hydrogenerátory A4VG pohonu musí být levotočivé, dvojitý hydrogenerátor GHD 2 – 100/ GHD 1 – 51 levotočivý, hydrogenerátor QLS - 82 levotočivý a hydrogenerátor P23 - 2,5 pravotočivý. V následující tabulce 36 jsou uvedeny technické parametry zubových hydrogenerátorů typu GHD , QLS, P23.

Tabulka 36 – [28]

Parametry		Označení	Jednotky	GHD 1 - 51	GHD 2 - 100	QLS - 82	P23 - 2,5
Jmenovitý geometrický objem		V_{0g}	$[cm^3]$	51,44	100,09	82	2,5
otáčky	jmenovité	n_n	$[min^{-1}]$	1500	1500	1500	
	minimální	n_{min}	$[min^{-1}]$	400	350	500	400
	maximální	n_{max}	$[min^{-1}]$	2600	2600	1800	4500
Tlak na vstupu	minimální	p_{1min}	$[bar]$	-0,3	-0,3	-0,3	
	maximální	p_{1max}	$[bar]$	0,5	0,5	0,5	
Tlak na výstupu	jmenovitý	p_{2n}	$[bar]$	260	230	180	
	maximální	p_{2max}	$[bar]$	280	250	200	
Jmenovitý výstupní průtok při n_n a p_{2n}		Q_n	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$	72,5	156,1	110	
Maximální průtok při n_{max} a p_{2max}		Q_{max}	$[dm^3 \cdot min^{-1}]$	131,1	282	146,2	
Příkon – jmenovitý při n_n a p_{2n}		P_n	$[kW]$	39,5	68,7	43,4	
Příkon – maximální při n_{max} a p_{2max}		P_{max}	$[kW]$	70,8	125,1	57,6	

Pro zjednodušení dále budu předpokládat tlak na vstupu jako nulový a celkový tlakový spád na hydrogenerátoru bude roven tlaku na výstupu. Rozměry jednotlivých ozubených soukolí jsou navrhována podle největšího příkonu spotřebovávaného jednotlivými hydrogenerátory.

V případě soukolí 1-2 ozubených kol č. 1 a č. 2 a soukolí 1- 3 ozubených kol č. 1 a č. 3 bude největší spotřebovávaný příkon hydrogenerátory A4VG za podmínky největšího vyvíjeného výkonu v hnacích obvodech za podmínky, že nebude docházet k odebrání příkonu dvojitým hydrogenerátorem.

V případě zatáčení se bude odebrat příkon hydrogenerátorem QLS - 82, obsluhujícího přímočaré hydromotory, sloužící k natáčení rámců. Odebíraný příkon hydrogenerátorem P23 je zanedbatelný, protože jenom přečerpává olej do rozvodovky. V případě největšího odebíraného příkonu hydrogenerátory A4VG budu předpokládat rovnoměrné rozložení jízdných odporů pravé a levé části z podélného hlediska.

Z toho zjednodušení plyne, že energetický tok se rozdělí rovnoměrně mezi soukolí 1 - 2, tvořeného ozubenými koly č. 1 a č. 2, a soukolí 1 - 3 tvořeného ozubenými koly č. 1 a č. 3.

Tento stav simuluje pojíždění s rovnoměrně rozdělenými odpory na kolech. Budu předpokládat, že spotřebovávaný příkon na každém z obou hydrogenerátorů bude stejný o velikosti 84 kW, což je polovina čistého užitečného výkonu, přicházejícího ze spalovacího motoru.

Tento stav je idealizovaný a nejsou v něm zahrnuty ztráty na hydrogenerátoru P23 a jiné ztráty, vznikající třením jako například na ložiscích, v záběru ozubených kol. Dále budu předpokládat rovnoměrné rozložení jízdných odporů na předním a zadním hydrokole těch hydrokol, která jsou poháněná stejným hydraulickým obvodem.

Další hraniční případ nastává v případě zvedání maximálně možného nákladu výložníkem. V tomto případě se bude odebírat maximální příkon dvojitým hydrogenerátorem GHD 2 – 100/GHD 1 – 51. Nejvíce zatížené bude soukolí ozubených kol č. 4 a č. 5. V tomto případě zbývá volný příkon k couvání a zatáčení.

Při maximálním výkonu spalovacího motoru otáčky na hřídelech č. 5 a č. 6, pohánějících zubové hydrogenerátory, mají velikost 1509,68 1/min. Hodnota těchto otáček se velice blíží hodnotě jmenovitých otáček - viz tabulku 36.

Při maximálním výkonu spalovacího motoru se otáčky na hřídelech č. 2 a č. 3, pohánějící axiální pístové hydrogenerátory A4VG, rovnají 2152,17 1/min.

Při určení maximálních příkonů, odebíraných hydrogenerátory, vycházím z těchto vztahů:

Pro zubové hydrogenerátory platí:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{hm} \quad (4.9)$$

Objemová účinnost $\eta_Q = 0,92$; hydromechanická účinnost $\eta_{hm} = 0,85$;

celková účinnost $\eta_c = 0,78$

Pro axiální hydrogenerátory A4VG platí:

Objemová účinnost $\eta_Q = 0,96$; hydromechanická účinnost $\eta_{hm} = 0,94$;

celková účinnost $\eta_c = 0,9$

Předpokládám, že hodnoty objemových, hydromechanických a celkových účinností všech hydrogenerátorů jsou konstantní.

Pro příkon zubového hydrogenerátorů GHD 2 – 100/GHD 1 – 51 platí:

$$P_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot \Delta p}{600000 \cdot i_{45} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot p_{2n}}{600000 \cdot i_{45} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m} \quad (4.10)$$

Vztah pro maximální průtok hydrogenerátorem GHD 2 – 100/GHD 1 – 51 platí:

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot \eta_Q}{1000 \cdot i_{45}} \quad (4.11)$$

Pro příkon zubového hydrogenerátoru QLS - 82 platí:

$$P_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot \Delta p}{600000 \cdot i_{46} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot p_{2n}}{600000 \cdot i_{46} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m} \quad (4.12)$$

Vztah pro maximální průtok hydrogenerátorem QLS - 82 platí:

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_{1\max} \cdot \eta_Q}{1000 \cdot i_{46}} \quad (4.13)$$

Pro maximální příkon axiálního pístového hydrogenerátoru A4VG platí:

$$P_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_1 \cdot \Delta p}{600000 \cdot i_{12} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m} \quad (4.14)$$

Vztah pro maximální průtok axiálním pístovým hydrogenerátorem A4VG platí vztahy:

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_1 \cdot \eta_Q}{1000 \cdot i_{12}} \quad (4.15)$$

respektive

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_1 \cdot \eta_Q}{1000 \cdot i_{13}} \quad (4.16).$$

Tabulka 37 – maximální příkon spotřebovávaný na hydrogenerátorech za hraničních stavů zátěže popsaných výše:

$P_{eff \max} [kW]$	$n_1 [\min^{-1}]$	$i_{12} [-]$ Převod soukolí 1-2, ozubených kol č.1 a č.2	Označení hydroge- nerátoru	$\eta_{HGcelk} [-]$ celková účinnost hydrogene- rátoru	$\eta_m [-]$ mechanika účinnost šikmého ozubení	$P_{HG \max} [kW]$	$Q_{HG} \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ Průtok hyd- rogeneráto- rem
168	1800	0,836364	A4VG	0,9	0,98	84	258,26
$i_{13} [-]$ Převod soukolí 1- 3, ozube- ných kol č.1 a č.3	$i_{45} [-]$ Převod soukolí 4- 5, ozubený ch kol č.4 a č.5	$i_{46} [-]$ Převod soukolí 4-6, ozubených kol č.4 a č.6	GHD 2 – 100/GHD 1 – 51	0,78	0,98	114,72	210,46
0,836364	1,192308	1,192308	QLS - 82	0,78	0,98	48,59	113,89

4.1.1 Pevnostní kontrola soukolí ozubených kol rozvodovky a spojení ozubených kol s hřídelem

Pevnostní kontrola ozubených soukolí:

Pevnostní kontrolu ozubených kol jsem prováděl podle normy ČSN 01 4686. Stanovují se mezní hodnoty únosnosti v ohybu při namáhání paty zubu a hodnota mezního kontaktního napětí při namáhání boků zubů v dotyku. Sedmý stupeň přesnosti výroby všech ozubených kol je zvolen na základě nejvyšší obvodové rychlosti, kterou dosahují ozubená kola soukolí 1 – 2 a 1 – 3, která činí 23,97 m/s, při jmenovitých otáčkách klikové hřídele spalovacího motoru o velikosti 2000 1/min.

Tabulka 38 – pevnostní kontrola soukolí – s indexem 1 označuji parametry na hnacím kole, s indexem 2 označuji parametry na hnaném kole

veličina	význam	vztah s ostatními veličinami		význam	vztah s ostatními veličinami
			$n[1/min]$	Otáčky hnacího kola	
Z_M [MPa ^{0,5}]	Součinitel materiálu	$Z_M = \left(\frac{0,7 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \right)$	P[kW]	Výkon přenášen na soukolí	$P = M \frac{2\pi}{60000} n$
Z_H	Součinitel tvaru zubů	Lze odečíst z grafu	F_t [N]	Jmenovitá obvodová síla na roztečné kružnici v čelním řezu	
Z_ϵ	Součinitel, zohledňující tvar zubů	Odečítá se z grafu	M_k [Nm]	Moment na ozubeném kole	$F_t = \frac{M \cdot 2}{d_1}$
D_1		$D_1 = \frac{d_{a1}}{d_{b1}}$	σ_{Hn} [MPa]	Jmenovité napětí v dotyku	$\sigma_{Hn} = \left(\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^{0,5} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon$
D_2		$D_2 = \frac{d_{a2}}{d_{b2}}$	σ_H [MPa]	Srovnávací kontaktní napětí	$\sigma_H = \sigma_{Hn} \cdot (K_H)^{0,5}$
$tg\alpha_{E1}$		Hodnoty $tg\alpha_{E1}$ lze přičíst pro D1 respektive Hodnoty $tg\alpha_{A2}$ lze přičíst pro D1	σ_{Hlim} [MPa]	Časovaná pevnost v dotyku	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_N \cdot K_{FX}$
$tg\alpha_{A1}$	$tg\alpha_{A1} = tg\alpha_{tw} \cdot (1+i) - i \cdot tg\alpha_{A2}$		σ_{HP} [MPa]	Přípustné kontaktní napětí	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$
$tg\alpha_{A2}$		Odečítá se z grafu	S_H [-]	Skutečná bezpečnost v dotyku	$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin};$ $S_H \in \langle 1,2;4 \rangle$
$tg\alpha_{tw}$	Odečítá se z grafu				

ε_α	Součinitel záběru profilu	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \cdot (tg \alpha_{E1} - tg \alpha_{A1})$	σ_{Fn} [MPa]	Jmenovité napětí v ohybu	$\sigma_{Fn} = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$
K_A	Součinitel zohledňující rázovitost v dodávce a odběru energie; Odečítá se z grafu		σ_F [MPa]	Srovnávací ohybové napětí	$\sigma_{Fn} = \sigma_{Fn} \cdot K_F$
K_V	Součinitel rychlosti	$K_V = 1 + \left(\frac{K_p \cdot b_w}{K_A \cdot F_t} + K_Q \right) \frac{z_1 \cdot v}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$	σ_{FP} [MPa]	Přípustné ohybové napětí	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu	Odečítá se z grafu	σ_{Flim} [MPa]	Časovaná pevnost v ohybu	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_N \cdot K_{FX}$
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	Pro $\varepsilon_\alpha \leq 2$ Při $q_L > 1 / \varepsilon_\alpha$ $K_F = q_L \cdot \varepsilon_\alpha$; při $q_L \leq 1 / \varepsilon_\alpha$ $K_F = 1$ Pro $\varepsilon_\alpha \leq 2$ $K_{F\alpha} = 1 + 2 \cdot (q_L - 0,5) \cdot (\varepsilon_\alpha - 1)$	S_F [-]	Skutečná bezpečnost v ohybu	$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin};$ $S_F \in \langle 1,4;6 \rangle$
f_{pb}	Mezní úchylna základní rozteče				
f_{pbe}		$f_{pbe} = f_{pb} - 2\mu m$; pro kalené zuby $f_{pbe} = f_{pb} - 6\mu m$; u žíhaných nebo zušlechťených zubů			
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu	Odečítá se z grafu			
q_L		$q_L = 0,4 \cdot \left(1 + \frac{9,81 \cdot b_w \cdot f_{pbe}}{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta}} \right)$			
K_F	Součinitel přídatných sil	$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$			
K_P st. 7		Odečteno z tabulky přesnost stupně 7			
K_Q st. 7		Odečteno z tabulky přesnost stupně 7			
Y_ε	Součinitel záběru profilu	$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$			
Y_F		Odečítá se z grafu			
Y_β		Odečítá se z grafu			
Y_S	Součinitel vrubu v oblasti paty zubu	Odečítá se z grafu			
Y_R	Součinitel drsnosti v oblasti paty zubu	Odečítá se z grafu			
Y_N	Součinitel počtu zátěžových cyklů	Odečítá se z grafu			
K_{FX}, K_{HX}	Součinitel vlivu velikosti zubu				

S_{Fmin} ohyb	Minimální součinitel bezpečnosti při únavovém lomu $S_{Fmin} \in \langle 1,4;1,7 \rangle$				
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	Pro $\varepsilon_\alpha \leq 2$ Při $q_L > 1/\varepsilon_\alpha$ $K_H = q_L \cdot \varepsilon_\alpha$; při $q_L \leq 1/\varepsilon_\alpha$ $K_H = 1$ Pro $\varepsilon_\alpha \leq 2$ $K_{H\alpha} = 1 + 2 \cdot (q_L - 0,5) \left(\left(1/Z_\varepsilon \right)^2 - 1 \right)$			
K_L	Součinitel maziva	Odečítá se z grafu			
Z_V	Součinitel obvodové rychlosti	Odečítá se z grafu			
Z_R	Součinitel drsnosti boků zubů	Odečítá se z grafu			
S_{Hmin} dotyk	Minimální bezpečnost v dotyku	$S_{Hmin} \in \langle 1,1;1,2 \rangle$			
K_H	Součinitel přídavných sil	$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$			
Z_N	Součinitel počtu zátěžových cyklů	Odečítá se z grafu			
ε_β	Součinitel záběru kroku	$K_{H\alpha} = 1 + 2 \cdot (q_L - 0,5) \left(\left(1/Z_\varepsilon \right)^2 - 1 \right)$			

Pevnostní kontrola soukolí 1 - 2 ozubených kol č. 1 a č. 2:

Výsledky pevnostní kontroly platí i pro soukolí 1 - 3 ozubených kol č. 1 a č. 3, protože jsou geometricky shodná a v tomto případě zátěže předpokládám rovnoměrné rozdělení toku energie mezi ozubená kola č. 2 a č. 3.

Tabulka 39 – Pevnostní kontrola ozubeného kola č. 1 - hnací

veličina	velikost	veličina	velikost
		n_1 [1/min]	1800
Z_M	190	P[kW]	84
Z_H	2,424	F_t [N]	3894,279
Z_ε	0,775	M_k [Nm]	445,6338
D_1	1,10666	σ_{Hn} [MPa]	260,7616
D_2	1,113973	σ_H [MPa]	609,0272
$tg\alpha_{E1}$	0,459	σ_{Hlim} [MPa]	720
$tg\alpha_{A1}$	0,298709	σ_{HP} [MPa]	728,3045
$tg\alpha_{A2}$	0,475	S_H	1,435019

$\text{tg}\alpha_{\text{tw}}$	0,379		
ε_{α}	1,40311	$\sigma_{Fn}[\text{MPa}]$	17,81577
K_A	1,25	$\sigma_F[\text{MPa}]$	90,88736
K_V	4,081209	$\sigma_{FP}[\text{MPa}]$	466,6332
$K_{H\beta}$	1	$\sigma_{Hlim}[\text{MPa}]$	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	7,701289
f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,552088		
K_F	5,101511		
$K_p \text{ st. 7}$	26,81		
$K_Q \text{ st. 7}$	0,0193		
Y_{ε}	0,712703		
Y_F	2,26		
Y_{β}	0,795278		
Y_S	0,99		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
$S_{Fmin} \text{ ohyb}$	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,069269		
K_L	1,02		
Z_V	1,055		
Z_R	0,94		
S_{Hmin}	1,2		
K_H	5,45489		
Z_N	1,2		
ε_{β}	1,535417		

Tabulka 40 – pevnostní kontrola ozubeného kola č. 2 (platí i pro ozubené kolo č. 3) – hnané

veličina	velikost	veličina	velikost
		$n_1[\text{l/min}]$	1800
Z_M	190	$P[\text{kW}]$	84
Z_H	2,424	$F_t[\text{N}]$	3894,279
Z_{ε}	0,775	$M_k[\text{Nm}]$	445,6338
D_1	1,113973	$\sigma_{Hn}[\text{MPa}]$	285,1321
D_2	1,10666	$\sigma_H[\text{MPa}]$	631,7113
$\text{tg}\alpha_{E1}$	0,475	$\sigma_{Hlim}[\text{MPa}]$	720
$\text{tg}\alpha_{A1}$	0,312091	$\sigma_{HP}[\text{MPa}]$	728,3045
$\text{tg}\alpha_{A2}$	0,459	S_H	1,383489

$\operatorname{tg}\alpha_{\text{tw}}$	0,379		
ε_{α}	1,192678	$\sigma_{Fn}[\text{MPa}]$	20,95912
K_A	1,25	$\sigma_F[\text{MPa}]$	93,71377
K_V	3,577011	$\sigma_{FP}[\text{MPa}]$	480,7736
$K_{H\beta}$	1	$\sigma_{Flim}[\text{MPa}]$	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	7,695352
f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,573525		
K_F	4,471264		
K_P st. 7	26,81		
K_Q st. 7	0,0193		
Y_{ε}	0,838449		
Y_F	2,26		
Y_{β}	0,795278		
Y_S	1,02		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
S_{Fmin} ohyb	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,097778		
K_L	1,02		
Z_V	1,055		
Z_R	0,94		
S_{Hmin}	1,2		
K_H	4,908457		
Z_N	1,2		
ε_{β}	1,535417		

Ozubená kola č. 1, č. 2 a č. 3 budou vyrobená ze zušlechtěné konstrukční ocele s označením 15 241. Mez únavy zmiňovaných ozubených kol je propočítána na přibližně 9 milionů zatěžovacích cyklů podle výše zmíněné zátěže hnacího obvodu. Hodnoty časovaných pevností pro zušlechtěnou ocel s označením 15 241 jsou v předchozích tabulkách. Nejvyšší přípustné napětí v ohybu zubu má hodnotu 480,8 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů. Nejvyšší přípustné kontaktní napětí σ_{HP} má hodnotu 728,3 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů. Pro návrh ozubených kol soukolí byla rozhodující časovaná pevnost v dotyku.

Součinitel bezpečnosti únosnosti zubů v ohybu vychází nad doporučené hodnoty. Naopak kontaktní pevnost vychází na spodní hranici. Koeficient bezpečnosti v dotyku vychází těsně nad minimální přípustnou hodnotou.

Pevnostní kontrola soukolí 4 - 5 ozubených kol č. 4 a č. 5:

V tabulkách 41 a 42 je s indexem 1 označené ozubené kolo hnací, což je ozubené kolo č. 4. S indexem 2 je označené kolo hnané, což je kolo č. 5.

Zátěž odpovídá hraniční zátěži pro spotřebovávání největšího příkonu dvojitým hydrogenerátorem, který napájí hydraulický obvod výložníku. Největší příkon na dvojitém hydrogenerátoru má velikost 114,72 kW.

Tabulka 41 – pevnostní kontrola ozubeného kola č. 4

veličina	velikost	veličina	velikost
		n_4 [ot/min]	1800
Z_M	190	P [kW]	114,72
Z_H	2,424	F_t [N]	5625,308
Z_ε	0,775	M_k [Nm]	608,6085
D_1	1,108816	σ_{Hn} [MPa]	275,9064
D_2	1,10244	σ_H [MPa]	601,7053
$\text{tg}\alpha_{E1}$	0,459	σ_{Hlim} [MPa]	720
$\text{tg}\alpha_{A1}$	0,258577	σ_{HP} [MPa]	681,817
$\text{tg}\alpha_{A2}$	0,48	S_H	1,359769
$\text{tg}\alpha_{tw}$	0,379		
ε_α	1,658713	σ_{Fn} [MPa]	18,91594
K_A	1,25	σ_F [MPa]	85,95339
K_V	3,641455	σ_{FP} [MPa]	466,6332
$K_{H\beta}$	1	σ_{Flim} [MPa]	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	8,143364
f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,535201		
K_F	4,551819		
K_p st. 7	26,81		
K_Q st. 7	0,0193		
Y_ε	0,602877		
Y_F	2,33		
Y_β	0,766032		
Y_S	0,99		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
S_{Fmin} ohyb	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,046812		
K_L	1,02		
Z_V	1,055		
Z_R	0,88		

S_{Hmin}	1,2		
K_H	4,7649		
Z_N	1,2		
ε_β	1,754762		

Tabulka 42 – pevnostní kontrola ozubeného kola č. 5

veličina	velikost	veličina	velikost
		n_4 [ot/min]	1800
Z_M	190	P [kW]	114,72
Z_H	2,424	F_t [N]	5625,308
Z_ε	0,775	M_k [Nm]	725,6486
D_1	1,10244	σ_{Hn} [MPa]	252,6781
D_2	1,108816	σ_H [MPa]	581,9961
$tg\alpha_{E1}$	0,48	σ_{Hlim} [MPa]	720
$tg\alpha_{A1}$	0,283615	σ_{HP} [MPa]	681,817
$tg\alpha_{A2}$	0,459	S_H	1,405817
$tg\alpha_{tw}$	0,379		
ε_α	1,937846	σ_{Fn} [MPa]	15,84377
K_A	1,25	σ_F [MPa]	82,02992
K_V	4,149427	σ_{FP} [MPa]	461,9197
$K_{H\beta}$	1	σ_{Fiml} [MPa]	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	8,446669
f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,51865		
K_F	5,186784		
K_P st. 7	26,81		
K_Q st. 7	0,0193		
Y_ε	0,516037		
Y_F	2,28		
Y_β	0,766032		
Y_S	0,98		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
S_{Fmin} ohyb	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,024802		
K_L	1,02		
Z_V	1,055		
Z_R	0,88		
S_{Hmin}	1,2		
K_H	5,315424		

Z_N	1,2		
ε_β	1,754762		
K_L	1,04		
Z_V	0,97		
Z_R	0,98		
S_{Hmin}	1,1		
K_H	126,5573		
Z_N	1,65		

Ozubená kola č. 4 a č. 5 budou vyrobena ze zušlechtné konstrukční ocele s označením 15 241. Tato ozubená kola jsou propočítána na přibližně 9 milionů zátěžových cyklů podle zátěže z hnacího obvodu. Hodnoty časovaných pevností pro materiál s označením 15 241 jsou uvedeny v předchozích tabulkách 41 a 42.

Nejvyšší přípustné napětí v ohybu zubu pro maximální zátěž soukolí ozubených kol č. 4 a č. 5 má hodnotu 461,9 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů. Nejvyšší přípustné kontaktní napětí σ_{HP} má hodnotu 681,8 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů.

Pro návrh ozubených kol soukolí byla rozhodující časovaná pevnost v dotyku, která vychází těsně nad spodní hranici. Pro ozubené kolo č. 4 má bezpečnostní součinitel v dotyku hodnotu 1,36 a pro ozubené kolo č. 5 hodnotu 1,41. Součinitel bezpečnosti únosnosti zubů v ohybu se pro obě kola pohybuje nad hodnotou 8. Součinitel bezpečnosti v ohybu se pohybuje nad doporučenými minimálními hodnotami.

Pevnostní kontrola soukolí 4 - 6 ozubených kol č. 4 a č. 6. V tabulkách 43 a 44 je s indexem 1 označené ozubené kolo hnací, což je ozubené kolo č. 4. Indexem 2 je označené kolo hnané, což je ozubené kolo č. 6. Normálový modul ozubených kol soukolí 4 - 6 byl vybrán z konstrukčních důvodů (ozubené kolo 4 je společné pro soukolí 4 - 5 a 4 - 6).

Tabulka 43 – pevnostní kontrola ozubeného kola č. 4 – hnací

veličina	velikost	veličina	velikost
		$n_4[\text{ot/min}]$	1800
Z_M	190	$P[\text{kW}]$	48,59
Z_H	2,424	$F_t[\text{N}]$	2382,616
Z_e	0,775	$M_k[\text{Nm}]$	257,778
D_1	1,108816	$\sigma_{Hn}[\text{MPa}]$	267,676
D_2	1,10244	$\sigma_H[\text{MPa}]$	597,0262
$\text{tg}\alpha_{E1}$	0,459	$\sigma_{Hlim}[\text{MPa}]$	720
$\text{tg}\alpha_{A1}$	0,258577	$\sigma_{HP}[\text{MPa}]$	743,8003
$\text{tg}\alpha_{A2}$	0,48	S_H	1,370426
$\text{tg}\alpha_{tw}$	0,379		
ε_α	1,658713	$\sigma_{Fn}[\text{MPa}]$	20,79508
K_A	1,25	$\sigma_F[\text{MPa}]$	98,51475
K_V	3,789925	$\sigma_{FP}[\text{MPa}]$	466,6332

$K_{H\beta}$	1	$\sigma_{Fim}[MPa]$	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	7,105025
f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,537667		
K_F	4,737406		
K_P st. 7	26,81		
K_Q st. 7	0,0193		
Y_ε	0,602877		
Y_F	2,33		
Y_β	0,894714		
Y_S	0,99		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
S_{Fmin} ohyb	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,050092		
K_L	1,02		
Z_V	1,055		
Z_R	0,88		
S_{Hmin}	1,1		
K_H	4,974711		
Z_N	1,2		
ε_β	0,789643		

Tabulka 44 – pevnostní kontrola ozubeného kola č. 6

veličina	velikost	veličina	velikost
		$n_4[ot/min]$	1800
Z_M	190	$P[kW]$	48,59
Z_H	2,424	$F_t[N]$	2382,616
Z_ε	0,775	$M_k[Nm]$	307,3506
D_1	1,10244	$\sigma_{Hn}[MPa]$	245,1406
D_2	1,108816	$\sigma_H[MPa]$	577,8343
$tg\alpha_{E1}$	0,48	$\sigma_{Hlim}[MPa]$	720
$tg\alpha_{A1}$	0,283615	$\sigma_{HP}[MPa]$	678,5856
$tg\alpha_{A2}$	0,459	S_H	1,409232
$tg\alpha_{tw}$	0,379		
ε_α	1,937846	$\sigma_{Fn}[MPa]$	17,41773
K_A	1,25	$\sigma_F[MPa]$	94,19613
K_V	4,326449	$\sigma_{FP}[MPa]$	461,9197
$K_{H\beta}$	1	$\sigma_{Fim}[MPa]$	530
$K_{F\alpha}$	1	S_F	7,355712

f_{pb}	17		
f_{pbe}	11		
$K_{F\beta}$	1		
q_L	0,520595		
K_F	5,408061		
K_P st. 7	26,81		
K_Q st. 7	0,0193		
Y_ε	0,516037		
Y_F	2,28		
Y_β	0,894714		
Y_S	0,98		
Y_R	1,16		
Y_N	1,15		
K_{FX}, K_{HX}	1		
S_{Fmin} ohyb	1,5		
$K_{H\alpha}$	1,027388		
K_L	1,02		
Z_V	1,05		
Z_R	0,88		
S_{Hmin}	1,2		
K_H	5,556178		
Z_N	1,2		
ε_β	0,789643		

Ozubená kola č. 4 a č. 6 budou vyrobena ze zušlechtěné konstrukční ocele s označením 15 241. Tato ozubená kola jsou propočítána na přibližně 9 milionů zátěžových cyklů podle výše zmíněné zátěže hnacího obvodu. Hodnoty časovaných pevností pro materiál s označením 15 241 jsou v předchozích tabulkách 43 a 44.

Nejvyšší přípustné napětí únosnosti zubů v ohybu pro maximální zátěž soukolí ozubených kol č. 4 a č. 6 má hodnotu 461,9 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů. Nejvyšší přípustné kontaktní napětí σ_{HP} má hodnotu 681,8 MPa pro danou zátěž a příslušný počet cyklů.

Kontaktní pevnost namáhání boků zubů v dotyku vychází těsně nad spodní hranicí. Pro kolo č. 4 má bezpečnostní součinitel v dotyku hodnotu 1,36 a pro ozubené kolo č. 6 hodnotu 1,41. Součinitel bezpečnosti únosnosti zubů v ohybu se pro obě kola soukolí 4 - 6 pohybuje nad hodnotou 7, což je hodně nad doporučenými minimálními hodnotami.

Pevnostní kontrola těsných per spojujících hřídele rozvodovky a jednotlivá ozubená kola. Norma definující těsná pera je ČSN 02 2562. V následující tabulce uvedu napětí v tlaku σ_{tmax} a smykové napětí τ_{max} pro každé spojení s těsným perem za předpokladu zatížení největším momentem.

Největší moment na setrvačnicku spalovacího motoru má hodnotu 934 Nm při 1400 1/min. Ztráty na zubové spojce nebudu uvažovat a velikost ztrát na soukolích s šikmým ozubením budu předpokládat 2%.

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{tl \max} = \frac{4M_{ki}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (4.17)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{\max} = \frac{2M_{ki}}{d \cdot b \cdot l_p} \quad (4.18)$$

Kde:

d – průměr hřídele v místě spojení

b – šířka těsného pera

h – výška těsného pera

l – délka těsného pera

l_p – pracovní délka pera; platí vztah

$$l_p = l - b \quad (4.19)$$

Moment přenášený ze zubové spojky na centrální hřídel, tj. hřídel č. 1, budu uvažovat beze ztrát.

$$M_{SM \max} = 934 Nm; P_{M \max} = 136,4 kW$$

U momentu přenášeného ozubeným soukolím, složeného z ozubených kol se šikmými zuby, budu uvažovat 2% - ní ztráty $\eta_m = 0,98$, vznikající třením v každém ozubeném soukolí. Pro uvažovanou zátěž hnací větve, rozvádějící tok energie z ozubeného kola č. 1 na ozubená kola č. 2 a č. 3, platí rovnoměrné rozdělení. Celkový výkon přenášený z hřídele na ozubené kolo č. 1 je maximální výkon P_{\max} .

$$P_{k1} = P_{k2} + P_{k3} \quad (4.20)$$

$$P_{k2} = P_{k3} \quad (4.21)$$

V místě spojení ozubeného kola č. 1 a hřídele č. 1 působí největší zátěžový moment M_{k1} . Na obě ozubená kola v záběru jsou přenášeny momenty M_{k2} a M_{k3} . Mechanickou účinnost η_m předpokládám konstantní.

$$M_{k1} = (M_{k2} + M_{k3}) \cdot \frac{1}{i_{12(13)} \eta_m}; \eta_m = 0,98 \quad (4.22)$$

$$i_{12} = i_{13} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{46}{55} \quad (4.23)$$

$$M_{k2} = \frac{1}{2} \cdot M_{k1} \cdot i_{12} \cdot \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.24)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; i_{13} = \frac{z_3}{z_1}; i_{12} = i_{13} \quad (4.25)$$

$$M_{k3} = \frac{1}{2} M_{k1} \cdot i_{13} \cdot \eta_m; \eta_m = 0,98; \quad (4.26)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; i_{13} = \frac{z_3}{z_1}; i_{12} = i_{13} \quad (4.27)$$

Největší moment, který přenáší soukolí 4 – 5, se bude odvíjet od největšího odebíraného příkonu dvojitým hydrogenerátorem při úhlové rychlosti hřídele č. 1 (centrálního hřídele), odpovídající 1800 1/min centrálního hřídele. Předpokládám, že velikost mechanické účinnosti η_m přenosu výkonu ozubenými koly a celková účinnost hydrogenerátoru η_{HGcelk} jsou konstantní.

Příkon odebíraný dvojitým hydrogenerátorem je dán vztahem:

$$P_5 = \frac{V_{0g} \cdot n_4 \cdot p_{2n}}{600000 \cdot i_{45} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m}; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1}; p_{2n} = 230 \text{ bar} \quad (4.28)$$

$$P_5 = 114,7 \text{ kW}; n_5 = 1509,7 \text{ min}^{-1}; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1} \quad (4.29)$$

$$M_{k5} = \left(\frac{60000}{2 \cdot \pi} \right) \frac{P_5 \cdot i_{45}}{n_4} \quad (4.30)$$

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{62}{52} \quad (4.31)$$

$$M_{k5} = M_{k4} \cdot i_{45} \cdot \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.32)$$

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} \quad (4.33)$$

$$M_{k5} = 725,7 Nm; n_5 = 1509,7 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{k4} = \frac{M_{k5}}{i_{45} \cdot \eta_m}; \eta_m = 0,98 \quad (4.34)$$

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} \quad (4.35)$$

$$M_{k4} = 621 Nm; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1}$$

Podle vnější otáčkové charakteristiky spalovacího motoru se maximální výkon vyvíjí při 1800 1/min klikového hřídele. Největší moment, který přenáší soukolí 4 – 6 se bude odvíjet od největšího odebíraného příkonu hydrogenerátorem QLS-82 při uhlové rychlosti hřídele č. 1 (centrálního hřídele), odpovídající 1800 1/min centrálního hřídele. Předpokládám, že velikost mechanické účinnosti η_m přenosu výkonu ozubenými koly a velikost celkové účinnosti hydrogenerátoru η_{HGcelk} jsou konstantní.

$$P_6 = \frac{V_{0g} \cdot n_4 \cdot p_{2n}}{600000 \cdot i_{46} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m}; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1}; p_{2n} = 180 \text{ bar} \quad (4.36)$$

$$P_6 = \frac{V_{0g} \cdot n_4 \cdot p_{2n}}{600000 \cdot i_{46} \cdot \eta_{HGcelk} \cdot \eta_m}; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1} \quad (4.37)$$

$$P_6 = 48,6 kW; n_6 = 1509,7 \text{ min}^{-1}; n_4 = 1800 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{k6} = \left(\frac{60000}{2 \cdot \pi} \right) \frac{P_6 \cdot i_{46}}{n_4} \quad (4.38)$$

$$M_{k6} = M_{k4} \cdot i_{46} \cdot \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.39)$$

$$i_{46} = \frac{z_6}{z_4} = \frac{62}{52} \quad (4.40)$$

$$M_{k6} = 307,4 Nm; n_6 = 1509,7 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{k4} = \frac{M_{k6}}{i_{46} \cdot \eta_m}; \eta_m = 0,98 \quad (4.41)$$

$$i_{46} = \frac{z_6}{z_4} \quad (4.42)$$

$$M_{k6} = M_{k4} \cdot i_{46} \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.43)$$

V pevnostní kontrole spojení mezi centrálním hřídelem a ozubeným kolem č. 4 budu uvažovat větší hodnotu momentového zatížení z varianty zatížení soukolí 4 - 5 maximálním momentem, tj. moment o velikosti 621 Nm.

Hodnoty vzniklé výpočtem srovnám s hodnotami dovolenými pro daný materiál pera. Materiál těsného pera je uhlíková ocel s označením 11600.0. Dovolené napětí budu uvažovat s bezpečnostním koeficientem $k_D = 2$.

Pro dovolené napětí v tlaku platí vztahy:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{k_D} \quad (4.44)$$

$$\sigma \leq \sigma_D \quad (4.45)$$

Pro dovolené napětí ve smyku platí vztahy:

$$\tau_D = \frac{\tau_{\text{lim}}}{k_D} \quad (4.46)$$

$$\tau \leq \tau_D \quad (4.47)$$

Hodnoty napětí τ_{lim} a σ_{lim} jsou nejvyšší přípustné limitní hodnoty napětí pro daný materiál a zatížení. Hodnoty τ_D a σ_D jsou pro daný materiál a průběh zatížení uvedeny v strojnických tabulkách. Budu uvažovat míjivé zatížení.

Tabulka 45 – pevnostní kontrola spojení ozubených kol a hřídelů

	Rozměry pera					M_{ki} [Nm]	$\sigma_{tl \max}$ [MPa]	τ_{\max} [MPa]	σ_{iID} [MPa]	τ_D [MPa]
	Šířka b [mm]	Výška h [mm]	Délka l [mm]	Pracovní délka l_p [mm]	Průměr v místě spoje d [mm]					
Pero spojující zubovou spojku a hřídel č. 1	16	10	93	77	55	$M_{SM \max}$	88,2	27,6	88,2<165	27,6<105
						934			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 1 a hřídel č. 1	22	14	68	46	80	M_{k1}	70,6	22,5	70,6<165	22,5<105
						909,5			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 2 a hřídel č. 2	22	14	68	46	85	M_{k2}	27,2	8,7	27,2<165	8,7<105
						372,7			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 3 a hřídel č. 3	22	14	68	46	85	M_{k3}	27,2	8,7	27,2<165	8,7<105
						372,7			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 4 a hřídel č. 1	22	14	122	100	80	M_{k4}	22,2	7,1	22,2<165	7,1<105
						621			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 5 a hřídel č. 5	20	12	80	60	75	M_{k5}	53,8	16,1	53,8<165	16,1<105
						725,7			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí
Pero spojující ozubené kolo č. 6 a hřídel č. 6	18	11	34	16	60	M_{k6}	116,4	35,4	116,4<165	35,4<105
						307,4			$\sigma \leq \sigma_{iID}$ platí	$\tau \leq \tau_D$ platí

Podle tabulky 45 na všech místech pevnostní kontrola spojení ozubených kol a hřídelů vyhovuje kritériu, že není překročena hodnota dovoleného napětí v tlaku a smyku.

4.1.2 Popis hydraulického obvodu výložníku a hydraulického obvodu řízení

Hydraulický obvod výložníku se skládá z celkem tří přímočarých hydromotorů. Dva hydromotory slouží k zvedání ramen výložníku a jeden k překlopení lopaty.

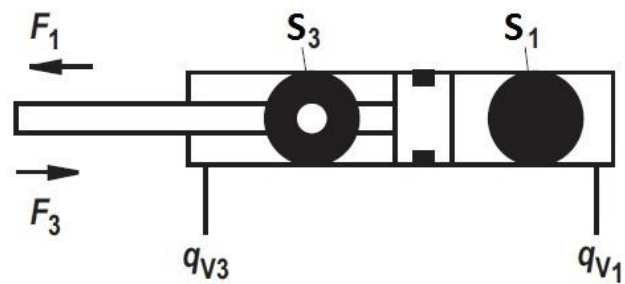
K řízení se používají dva přímočaré hydromotory, jejichž pomocí se natáčí přední rám vůči zadnímu. V následující tabulce 46 jsou uvedeny některé parametry těchto hydromotorů. Hydromotory vyrábí společnost Bosch - Rexroth.

Tabulka 46 – [20]

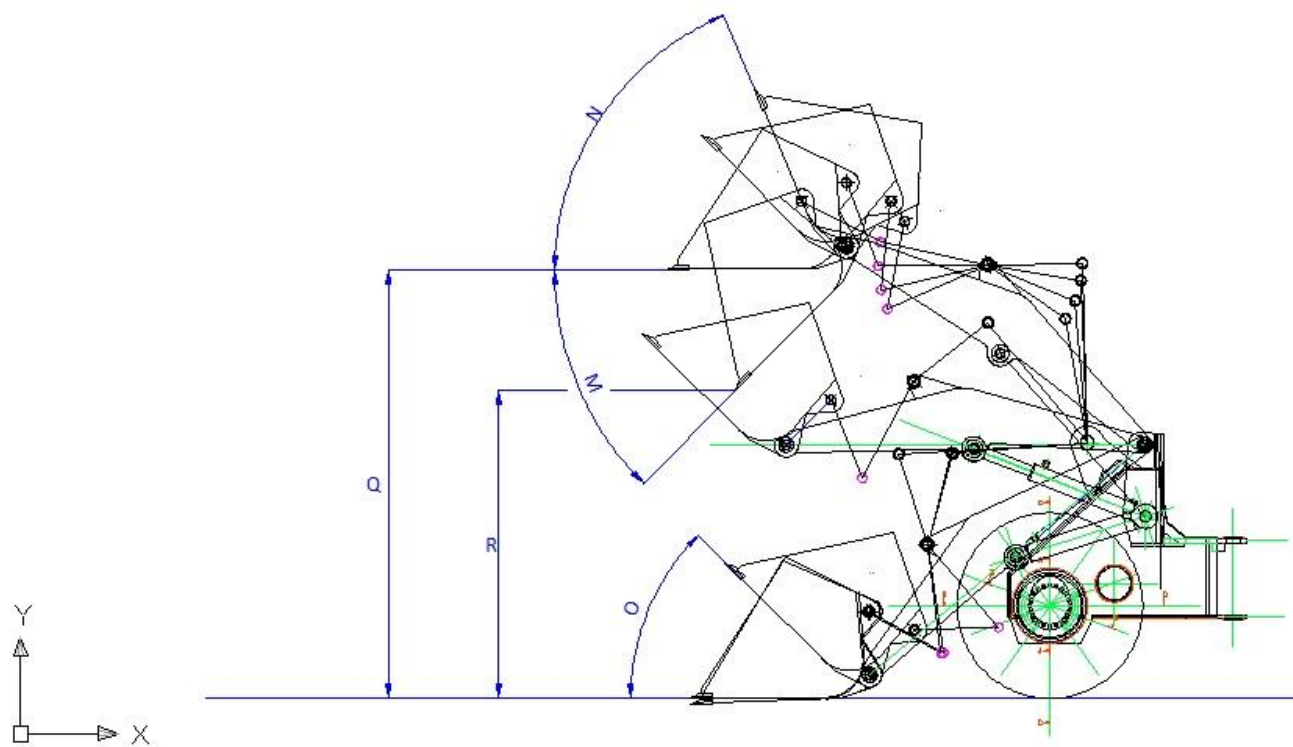
Nastavený jmenovitý tlak na tlakových ventilech obvodu s hydromotory, obsluhující výložník $p_n = 23MPa$								
Účel hydro- motoru	počet	$\phi D_p [mm]$ Průměr pístu	$\phi D_t [mm]$ Průměr tyče	Plochy pístu		Vyvíjená teoretická síla při vysouvání při p_n ; $F_1 [kN]$	Vyvíjená teoretická síla při zasouvání při p_n ; $F_3 [kN]$	zdvih $z [mm]$
				$\phi S_1 [mm^2]$	$\phi S_3 [mm^2]$			
Zdvih ramen výložníku	2	160	100	20106,2	7854	462,4	281,8	744
Převrácení lopaty	1	200	125	31415,9	12271,9	722,6	440,3	490
Nastavený jmenovitý tlak na tlakových ventilech obvodu s hydromotory zajišťující natáčení rámu $p_n = 18MPa$								
Řízení	2	100	63	7854	3117,3	141,4	85,3	450

Tabulka 47

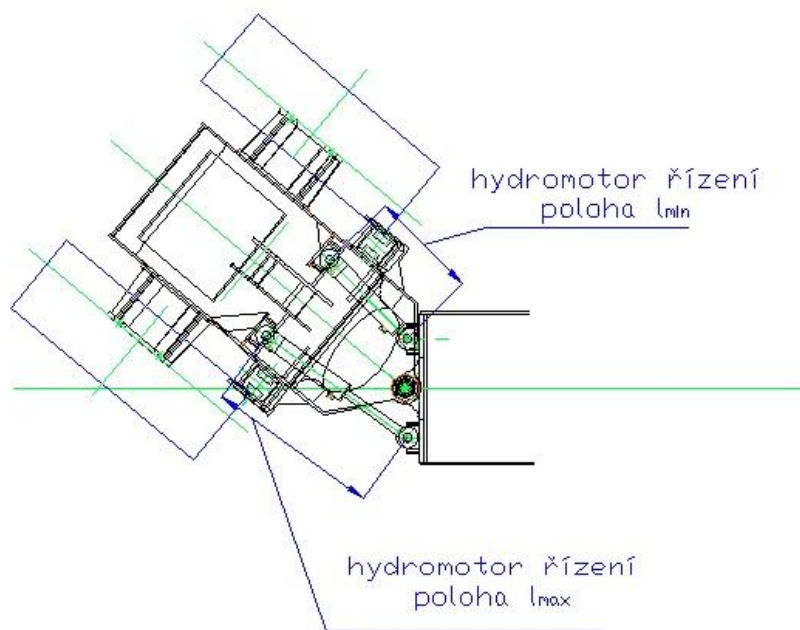
Účel hydromotoru	Minimální vzálenost ok zavěšení hydromotoru $l_{min} [mm]$	Maximální vzdálenost ok zavě- šení hydromotoru $l_{max} [mm]$
Zdvih ramen výložníku	1222	1966
Převrácení lopaty	1211	1701
Řízení-základní poloha střední $l_{stř} = 1002mm$	777	1227



Obr. 64 – silové působení v přímočarém hydromotoru [20]



Obr. 65 – polohy lopaty při zvedání a maximální a minimální vysunutí pístní tyče hydromotorů ovládajících zdvih výložníku a hydromotoru ovládajícího překlápění lopaty - hodnoty v tabulce 47



Obr. 66 – maximální a minimální poloha vysunutí pístní tyče u hydromotorů řízení – hodnoty v tabulce 47

4.2 Výkonnostní charakteristiky

Vnější otáčková charakteristika spalovacího motoru vychází z údajů obsažených v tabulce 48.

Tabulka 48

spalovací motor		
n[1/min]	M _{SM} [Nm]	P _{SM} [kW]
800	768	71
900	827	84
1000	884	92
1100	913	104
1200	931	116
1300	930	124
1400	934	136
1500	924	144
1600	906	156
1700	899	164
1800	892	168
1900	830	164
2000	775	162

V příloze 2 v grafech 1 až 5 jsou znázorněny závislosti výstupních veličin na vstupních veličinách pro hřídele č. 2 a č. 3. Zobrazené veličiny představují otáčky a momenty. Co se týče rozdělení toku energie mezi hřídele č. 2 a č. 3, které pohání hydrogenerátory hnacího hydraulického obvodu, předpokládám rovnoměrné rozdělení dodávaného výkonu. Předpokládám, že velikost mechanické účinnosti při přenosu výkonu ozubenými koly je konstantní.

Pro momenty na hřídelech platí vztahy:

$$M_{k2} = \frac{1}{2} M_{k1} i_{12} \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.48)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; i_{13} = \frac{z_3}{z_1}; i_{12} = i_{13} \quad (4.49)$$

$$M_{k3} = \frac{1}{2} M_{k1} i_{13} \eta_m; \eta_m = 0,98 \quad (4.50)$$

V tabulce 1, umístěné do přílohy 2, jsou uvedeny hodnoty maximálního průtoku na hydrogenerátorech a hydromotorech v závislosti na dodávaném výkonu spalovacím motorem na základě průběhu vnější otáčkové charakteristiky při maximálním tlakovém spádu v hydromotorech.

Předpokládám stav, kdy se výkon, dodávaný ze spalovacího motoru, rozděluje rovnoměrně do obou hnacích větví. Dále předpokládám stejný jízdní odpor na předním a zadním kole každé hnací větve. Tím, že předpokládám stejný jízdní odpor na předním a zadním kole každé hnací větve, se průtok rozděluje rovným dílem mezi přední a zadní kolo.

V tabulce 1 a 2 z přílohy 2 jsou uvedeny i nejvyšší teoretické obvodové rychlosti hydrokola na základě toho, zda se řízení nachází na konci primární regulace nebo na konci sekundární regulace. Předpokládám, že velikost objemové účinnosti hydrogenerátoru A4VG η_{QHG} a objemové účinnosti hydromotoru A6VE η_{QHG} jsou konstantní.

K výpočtu veličin z tabulky 1 a 2 z přílohy 2 jsem použil tyto vztahy:

Maximální průtok hydrogenerátorem:

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} \cdot n_1 \cdot \eta_{QHG}}{1000 \cdot i_{12(13)}} \quad (4.51)$$

Maximální průtok hydromotorem:

$$Q_{HM \max} = 0,5 \cdot Q_{HG \max} \quad (4.52)$$

Maximální otáčky na výstupu hydromotoru při primární regulaci

$$n_{HM \max} = \frac{Q_{HM} \cdot 1000 \cdot \eta_{QHM}}{V_{0m}} \quad (4.53)$$

Maximální rychlost při primární regulaci:

$$v_{k \max} = \omega_{k \max} \cdot r_k = \frac{2\pi \cdot n_{HM \max}}{60 \cdot i_{KR}} \cdot r_k \quad (4.54)$$

Maximální otáčky na výstupu hydromotoru při sekundární regulaci

$$n_{HM \max} = \frac{Q_{HM} \cdot 1000 \cdot \eta_{QHM}}{0,2 \cdot V_{0m}} \quad (4.55)$$

Maximální rychlost při sekundární regulaci:

$$v_{k \max} = \omega_{k \max} \cdot r_k = \frac{2\pi \cdot n_{HM \max}}{60 \cdot i_{KR}} \cdot r_k ; v_{k \max} \left[\frac{m}{s} \right], n_{HM \max} \left[\frac{1}{\min} \right], r_k [m] \quad (4.56)$$

i_{KR} – celkový převod v kolovém reduktoru

r_k – výpočtový poloměr kola

pro přepočet na km/h :

$$v_{k \max} = \omega_{k \max} \cdot r_k = \frac{2\pi \cdot n_{HM \max}}{60 \cdot i_{KR}} \cdot r_k \cdot 3,6; v_{k \max} \left[\frac{km}{h} \right], n_{HM \max} \left[\frac{1}{min} \right], r_k [m] \quad (4.57)$$

Největší posuvná rychlost vozidla bude, když se každé kolo bude otáčet největší obvodovou rychlostí. Největší obvodová rychlost kola má velikost 32,87 km/h při maximálních otáčkách výstupního hřídele každého hydromotoru o velikosti 6300 1/min a pracovním objemu hydromotoru o velikosti $V_m = 0,2V_{0m}$.

Těmto otáčkám odpovídá velikost otáček $n_1 = 1957,61 \text{ min}^{-1}$ centrálního hřídele rozvodky při jmenovitém pracovním objemu hydrogenerátoru V_{0g} . Překročení nejvyšších přípustných otáček výstupního hřídele hydromotoru o velikosti 6300 1/min zabrání řídicí elektronická jednotka.

V tabulce 1 a 2 v příloze 2 je uveden hnací moment M_k , jež je vyvíjený v kole na konci primární a sekundární regulace v závislosti na dodávaném výkonu podle vnější otáčkové charakteristiky spalovacího motoru. Předpokládám, že účinnost převodu v kolovém reduktoru a deformační účinnost při odvalování kola mají konstantní velikost.

K výpočtu hnacího momentu M_k byly použity tyto vztahy:

Výkon hydromotoru:

$$P_{HM \max} = 0,5P_{HG \max} \quad (4.58)$$

Hnací moment v kole na konci primární regulace:

$$M_k = \left(\frac{60000}{2\pi} \right) \left(\frac{P_{HM} \cdot i_{12(13)} \cdot i_{KR}}{n_1} \cdot \eta_{KR} \cdot \eta_{RW} \right) \quad (4.59)$$

i_{KR} – celkový převod v kolovém reduktoru

η_{KR} – účinnost převodu v kolovém reduktoru

η_{RW} – deformační účinnost při odvalování kola

Hnací moment vyvíjený hydromotorem na konci primární regulace:

$$M_{HM} = \frac{M_k}{i_{KR} \cdot \eta_{KR} \cdot \eta_{RW}} \quad (4.60)$$

Hnací moment v kole na konci sekundární regulace:

$$M_k = \left(\frac{60000}{2\pi} \right) \left(\frac{0,2 \cdot P_{HM} \cdot i_{12(13)} \cdot i_{KR}}{n_1} \cdot \eta_{KR} \cdot \eta_{RW} \right) \quad (4.61)$$

V tabulkách 3 a 4 v příloze 2 je uveden celkový vyvíjený výkon v kolech při pojíždění nevyšší možnou rychlostí $v_{k\max} = 32,87 \text{ km/h}$ po různých druzích terénů, uvedených v oddíle 3. Obvodové rychlosti o velikosti 32,87 km/h odpovídají otáčky na výstupním hřídeli hydromotoru o velikosti 6300 1/min.

V příloze 2 v tabulce 3 je uveden výkon vyvíjený v kolech při pojíždění prázdnou lopatou. V příloze 2 v tabulce 4 je uveden výkon v kolech při pojíždění plně naloženou lopatou nákladem o hmotnosti 6398,4 kg a posuvnou rychlostí o velikosti 6,6 km/h.

Pro hodnoty v tabulkách 3 a 4, umístěné do přílohy 2, jsou vytvořeny grafy 6 a 7, které jsou umístěny do přílohy 2. Grafy znázorňují funkční závislost hnacího momentu v kole v závislosti na posuvné rychlosti vozidla.

$$M_k = f(v_k) \quad (4.62)$$

Použité vztahy pro výpočet výkonu na kolech:

$$P = M \cdot \omega_k = 2 \cdot (O_{fkpř} + O_{fkzad}) r_d \cdot \omega_k \quad (4.63)$$

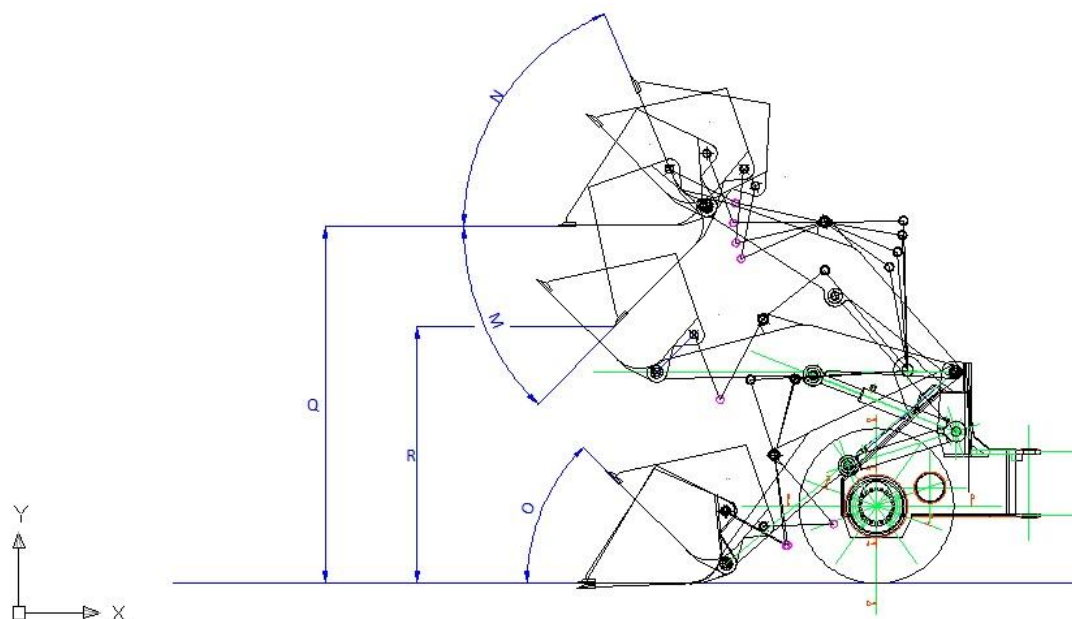
Popis vztahu uhlové rychlosti, respektive otáček za minutu na výstupním hřídeli hydromotoru ω_{HM} , n_{HM} a uhlové rychlosti kol, ω_k , při celkovém převodu v kolovém reduktoru $i_{KR} = 59$ je následující:

$$\omega_{HM} = \frac{\omega_k}{i_{KR}} \quad (4.64)$$

$$\omega_{HM} = \frac{2\pi}{60} n_{HM} \quad (4.65)$$

5. Stabilita vozidla

5.1 Pracovní polohy mechanismu výložníku a rozložení hmotností



Obr. 67 – polohy mechanismu výložníku při zvedání

Tabulka 49 – údaje z obr. 67

M	Maximální výsypný úhel	45°
N	Úhel zaklopení lopaty v plné výšce	67°
O	Úhel zaklopení lopaty při přejezdu	45°
Q	Nakládací výška	3860 mm
R	Výsypná výška	2774 mm

Na obr. 67 jsou znázorněny polohy mechanismu výložníku v závislosti na tom, do jaké polohy se výložník s lopatou natočí. V tabulce 49 jsou uvedeny rozměry z obr. 67.

Objem kapacity nádrže, zásobující hydrogenerátory každého jednotlivého hydraulického obvodu, se určuje jako násobek největšího průtoku příslušnými hydrogenerátory příslušných hydraulických obvodů. Násobek $k=2$ je určený pro mobilní aplikace.

$$V_{kap} = k \cdot Q_{HG \max} \quad (5.1)$$

$$V_{nad} = 1,15 \cdot V_{kap} \quad (5.2)$$

Hnací hydraulický obvod, jehož zdrojem tlakové kapaliny jsou hydrogenerátory A4VG, má samostatnou nádrž. Hydrogenerátory hnacího obvodu jsou axiální pístové na rozdíl od ostatních hydrogenerátorů hydraulického obvodu řízení a obvodu, napájející hydromotory výložníku.

Axiální pístové hydrogenerátory vyžadují jemnější filtraci. Pro informaci viz nahoře text popisu axiálního pístového hydrogenerátoru. Hydromotory výložníku a hydromotory řízení mají společnou nádrž.

V tabulce 50 jsou uvedeny maximální průtoky hydrogenerátorem pohonu A4VG, dvojitým hydrogenerátorem a hydrogenerátorem QLS – 82. V tabulce 51 jsou uvedeny hmotnosti jednotlivých nádrží s minerálním hydraulickým olejem pro příslušné hydraulické obvody. Materiál nádrží předpokládám, že bude z oceli. V tabulkách 52 a 53 jsou uvedeny hmotnosti podstatnějších částí, tvořících celkovou hmotnost přední a zadní části. Předpokládám, že velikost objemové účinnosti každého hydrogenerátoru je konstantní.

$$Q_{HG \max} = \frac{V_{0g} n_1 \eta_Q}{1000 \cdot i} \quad (5.3)$$

Tabulka 50

hydrogenerátor	$Q_{HG \max} [dm^3 / min]$
A4VG	280,88
Dvojitý hydrogenerátor GHD2 - 100/GHD 1- 51	228,89
QLS - 82	123,86
Při $n_{1\max} = 1957,61 \min^{-1}$	

Tabulka 51 – velikosti a hmotnosti jednotlivých nádrží

nádrž	$V_{kap} [dm^3]$	$m_{kap} [kg]$	$V_{nad} [dm^3]$	$m_{nad} [kg]$
				Hmotnost plné nádrže
Hlavní hnací obvod s hydrogenerátory A4VG	1124	978	1292	1403
Nádrž pro zubové hydrogenerátory hydraulických obvodů hydromotorů výložníku a řízení	736	641	847	724
Nádrž pro hydrogenerátor P23	100	87	115	109

Nádrž pro naftu Měrná hmotnost nafty $\rho = 0,84 \text{ kg/dm}^3$	300	252	345	298
Měrná hmotnost minerálního oleje $\rho = 0,87 \text{ kg/dm}^3$				

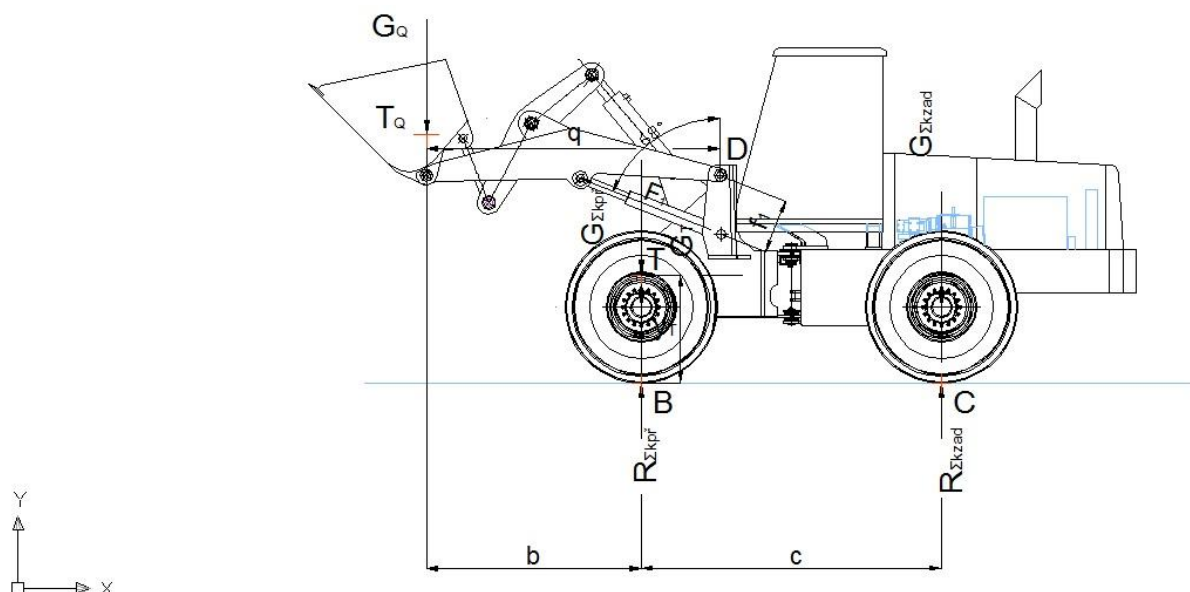
Tabulka 52 - rozložení hmot na přední části

Přední část	hmotnost m [kg]
Přední rám	2695
Mechanismus výložníku s hydromotory	2500
Lopata	1600
2x hydrokolo (kolo+ kolový reduktor + hydromotor)	1694
Zbytek hmot přední části	381
celkem	8870

Tabulka 53 – rozložení hmot na zadní části

Zadní část	hmotnost m [kg]
Spalovací motor 6068 HF John Deere	678
2xhydrogenerátor A4VG	160
Dv. hydrogen. GHD 2-100/GHD 1-51	107,5
Hydrogenerátor QLS - 82	10,6
Hydrogenerátor P 23	0,89
rozvodovka (do hmotnosti se započítávají jen podstatné díly)	490
zadní rám	1292
díl přechodu	97
Zadní náprava	648
Kabina s řidičem	1000
2x hydrokolo (kolo+ kolový reduktor + hydromotor)	1694
Nádrž nafty (plná)	298
Nádrž pro A4VG (plná)	1403
Nádrž pro dvojitý hydrogenerátor a QLS -82 (plná)	724
Nádrž pro P23 (plná)	109
Zbytek hmot zadní části	188
Protizátěž	1200
celkem	10100

5.2 Statická stabilita vozidla – mezní polohy stability při zvedání nákladu



Obr. 68 – mezní poloha pro statickou rovnováhu při zvedání výložníku – nejvysunutější poloha lopaty

Na obr. 68 je znázorněná mezní poloha mechanismu výložníku, kde by mohlo dojít ke ztrátě stability, pokud by tíha nákladu narušila statickou rovnováhu. K narušení statické stability dochází, když celková velikost normálové reakce zadních kol (respektive normálová reakce každého z obou zadních kol) se bude rovnat nule, $R_{kzad} = 0$. To znamená, že zadní kola ztratí přilnavost s povrchem.

Tabulka 54

veličina	význam	velikost
b	Vzdálenost osy předního kola do osy čepu uložení lopaty	2375 mm
c	rozvor os kol	3300 mm
q	Vzdálenost osy čepu uložení ramen výložníku od těžiště nákladu	3225 mm
f_1	Vzdálenost osy válce zdvihu ramen od osy čepu uložení ramen výložníku	596,31 mm
Q_{Nstab}	Hmotnost nákladu na mezi klopné stability	vz tab. 55
G_{Nstab}	Tíha nákladu na mezi klopné stability	viz tab. 55

$m_{\Sigma kpř}$	Celková hmotnost připadající na zadní kola	10100kg
$G_{\Sigma kzad}$	Celková tíha připadající na zadní kola	99081N
$m_{\Sigma kzad}$	Celková tíha připadající na zadní kola	8770kg
$G_{\Sigma kpř}$	Celková tíha připadající na přední kola	86034 N
$R_{\Sigma kpř}$	Celková normálová reakce předních kol	Mění se v závislosti na zatížení lopaty nákladem
$R_{\Sigma kzad}$	Celková normálová reakce zadních kol	Mění se v závislosti na zatížení lopaty nákladem
$T_Q[x_T; y_T]$	Souřadnice těžiště vzhledem k bodu B	$[x_T = 0mm; y_T = 1192mm]$
D	čep uložení ramen mechanismu výložníku	

K vyšetření mezní velikosti tíhy nákladu G_{Nstab} budu vycházet z rovnice:

$$G_{Nstab} = \frac{G_{\Sigma kzad} \cdot c}{b} \quad (5.4)$$

Tabulka 55 – velikost tíhy nákladu na hranici stability

$G_{voz} = G_{\Sigma kpř} + G_{\Sigma kzad}$	185114,7 N
$G_{\Sigma kzad}$	99081 N
G_{Nstab}	137700N
Q_{Nstab}	14037kg

Tabulka 56

Nastavený jmenovitý tlak na tlakových ventilech obvodu s hydromotory, které obsluhují mechanismus výložníku $p_n = 19,7MPa; \eta_{hm} = 0,94$								
Účel hydromotoru	počet	$\phi D_p [mm]$	$\phi D_i [mm]$	Plochy pístu		Největší síla, vyvíjená při vysouvání při p_n : $F_1 [kN]$	Největší síla, vyvíjená při zasouvání při p_n : $F_3 [kN]$	zdvih $z [mm]$
		Průměr pístu	Průměr tyče	$\phi S_1 [mm^2]$	$\phi S_3 [mm^2]$			
Zdvih ramen výložníku	2	160	100	20106,2	7854	372,3	226,9	744
Převrácení lopaty	1	200	125	31415,9	12271,9	581,8	354,5	490

Předpokládám, že hydromechanická účinnost η_{hm} má konstantní velikost.

Síla v hydromotorech zdvihu je dána vztahem:

Při vysouvání:

$$F_1 = p_n \cdot S_1 \cdot \eta_{hm} \quad (5.5)$$

Při zasouvání:

$$F_3 = p_n \cdot (S_1 - S_3) \cdot \eta_{hm} \quad (5.6)$$

Pro posuzování hraničních stavů je rozhodující větší velikost síly tj. F_1 při vysouvání hydromotoru. Sílu, která je za potřebí k vyzvednutí tíhy nákladu na hranici stability, vyvodíme z těchto vztahů:

$$M_{F1} = M_Q \quad (5.7)$$

$$2 \cdot F_1 \cdot f_1 = G_{Nstab} \cdot q \quad (5.8)$$

$$G_{Nstab} = \frac{G_{\Sigma kad} \cdot c}{b} \quad (5.9)$$

$$F_1 = \frac{G_{Nstab} \cdot q}{2 \cdot f_1} \quad (5.10)$$

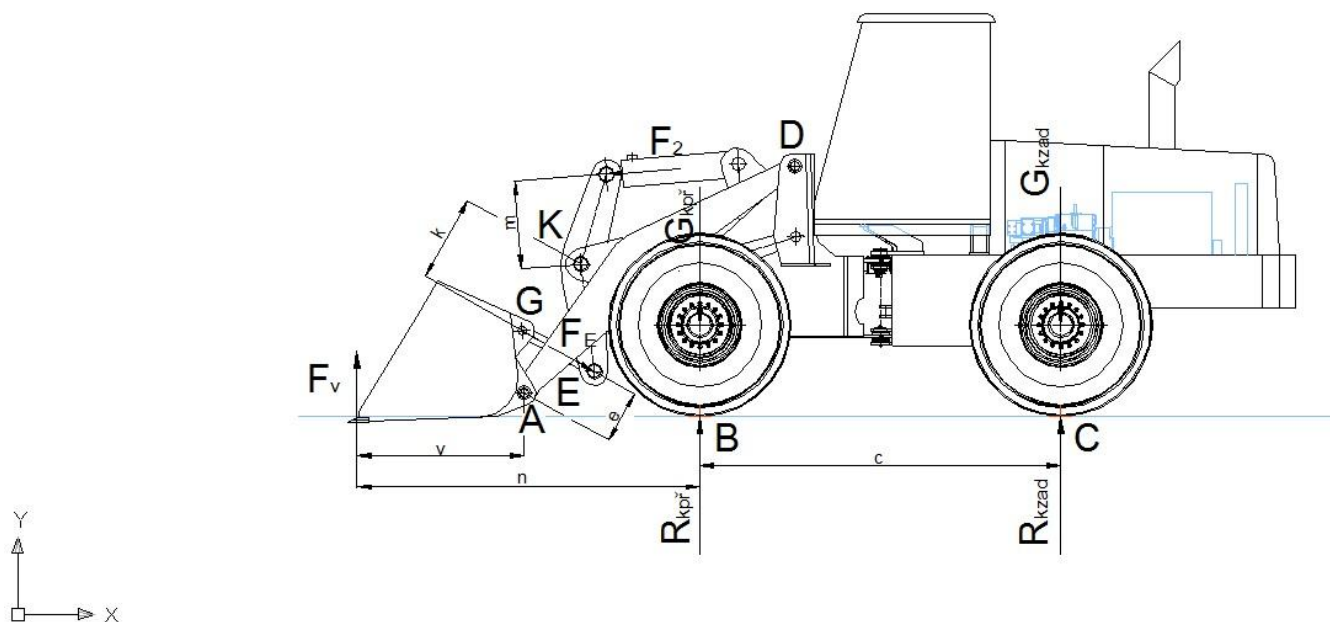
Maximální velikost vyvíjené síly v každém z obou hydromotorů zdvihu ramen výložníku při zvedání nákladu na mezi stability má velikost 372,3 kN. Velikost tíhového zatížení nákladu na mezi stability G_{Nstab} má velikost 137,7 kN.

Hydromotory zdvihu by měli být schopné vyvinout takovou sílu, aby byl zvednut náklad s tíhou G_{Nstab} na mezi stability. Vzhledem k tomu, že hydromotory zdvihu jsou schopné zvedat i náklady s tíhou za mezi stability, pojišťovací tlakové ventily hydraulického obvodu hydromotorů zdvihu by měly být nastaveny na takový tlak, aby síla v každém hydromotru nepřekročila hodnotu maximální vyvíjené síly v každém hydromotoru při zvedání nákladu na mezi stability. Tato síla má velikost 372,3 kN. Odpovídající tlak, jehož působením při zvedání vzniká silové působení o velikosti 372,3 kN, má velikost 19,7 MPa.

Podle normy ISO 8313 se maximální nosnost lopaty rovná velikosti zátěže, odpovídající 50% klopného momentu. To odpovídá minimálnímu faktoru bezpečnosti o velikosti $k=2$.

$$Q = \frac{Q_{Nstab}}{k} \quad (5.11)$$

Při běžné práci by zatížení v lopatě od tíhy nákladu nemělo přesáhnout 6400 kg. Bezpečnostní koeficient nosnosti lopaty je $k=2,2$. Největší měrná hmotnost nakládaného materiálu se rovná 2064 kg/m^3 .



Obr. 69 – schéma určení vylamovací síly F_v

Na obr. 69 je znázorněné schéma určení velikosti vylamovací síly F_v . Síla F_2 je síla vyvíjená v hydromotoru určeného k otáčení lopaty.

Vztahy k určení maximální hodnoty vylamovací síly $F_{v\max}$:

$$F_{E\max} \cdot k = F_{2\max} \cdot m \quad (5.12)$$

$$F_{E\max} = F_{2\max} \cdot \frac{m}{k} \quad (5.13)$$

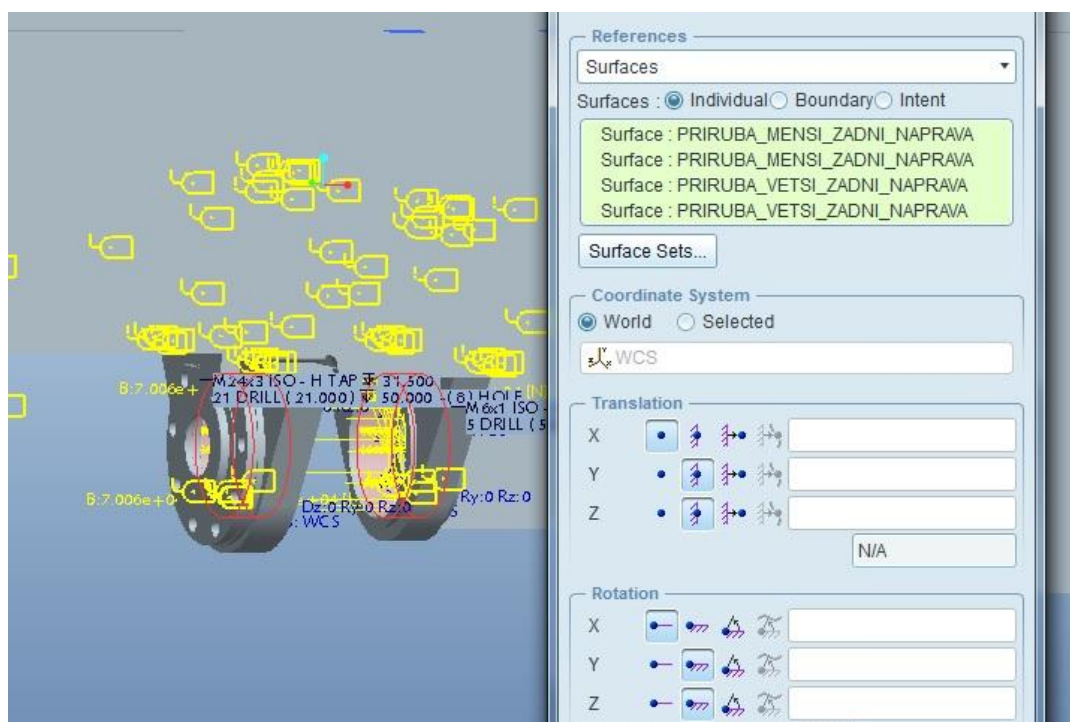
$$F_{G\max} = F_{E\max} \quad (5.14)$$

$$F_{V\max} \cdot v = F_{G\max} \cdot e \quad (5.15)$$

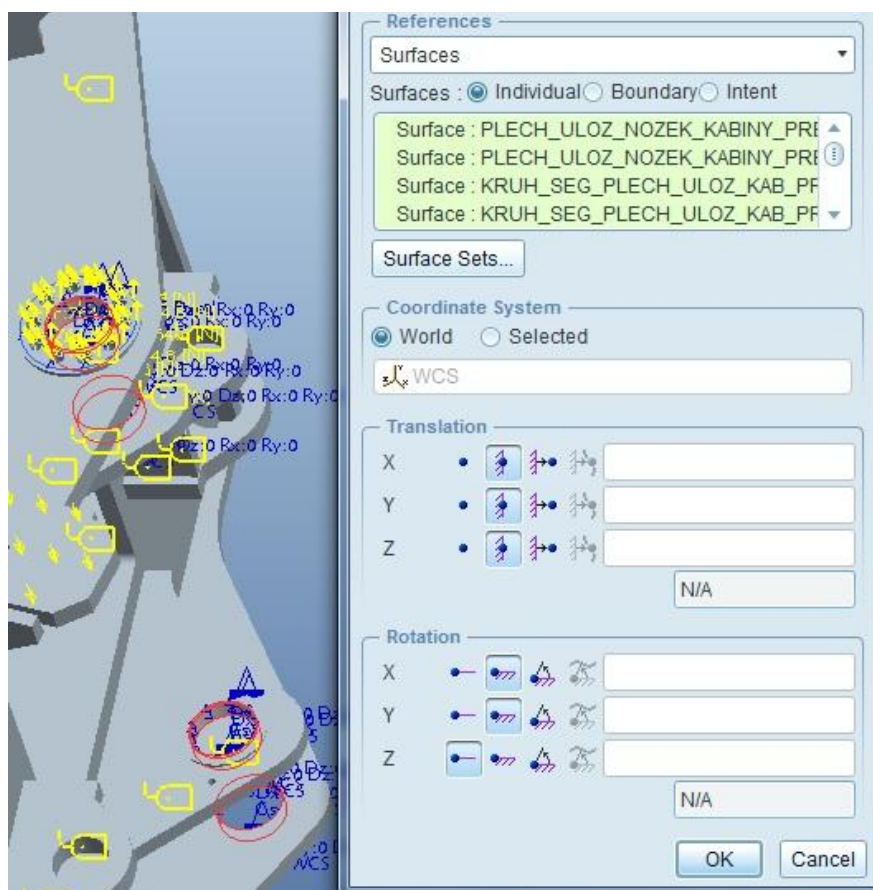
$$F_{V\max} = F_{G\max} \cdot \frac{e}{v} \quad (5.16)$$

Tabulka 57

$F_{2\max}$	Největší síla vyvíjená v hydromotoru na převrácení lopaty	581,8 kN
$F_{V\max}$	Největší vylamovací síla	186,7 kN
$F_{G\max}$	Největší síla, kterou působí tyč na lopatu	590,6 kN
$F_{E\max}$	Největší síla, kterou působí páka mechanismu otáčení na tyč, spojující páku a lopatu	590,6 kN
v		1528 mm
e		483 mm
k		792 mm
m		804 mm



Obr. 71 – okrajové podmínky v místě uložení zadního rámu na čep zadní nápravy



Obr. 72 – okrajové podmínky v místě čepového spojení zadního rámu s předním rámem

Okrajové podmínky uložení zadního rámu na čep jsem vytvořil pomocí dvou válcovitých oblastí v přírubách nosníku rámu – viz obr. 71. Šířka oblasti odpovídá šířce vnějšího kroužku kuželového ložiska 32 320 o velikosti 60 mm.

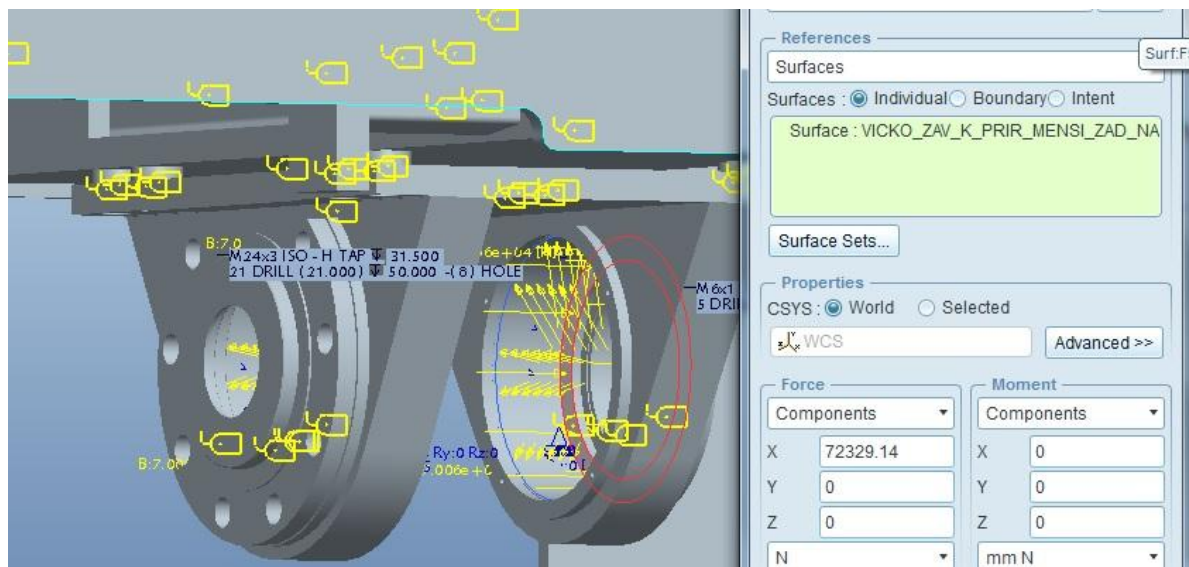
Translace jsou povoleny v ose X a zakázány v osách Y a Z. Rotace jsou povoleny okolo osy X a zakázány okolo os Y a Z.

Na obr. 72 je znázorněna definice okrajových podmínek v místě spojení zadního rámu s předním. Translace jsou zakázány úplně ve všech osách a rotace jsou zakázány kolem os X a Y a povoleny okolo osy Z.

Zadání silových účinků na zadní rám:

V modelu zadávám silové zatížení od působení tažné síly v kolech, tíhového zatížení uložení spalovacího motoru, tíhového zatížení rozvodové skříně s hydrogenerátory, tíhového zatížení zadního rámu a tíhového zatížení kabiny. Osa Z směřuje ve vertikální rovině a osa X směřuje v horizontální rovině směru silového působení. Maximální tažná síla obou zadních kol má velikost $F_{\Sigma zad} = 72329,14 N$.

Při pohybu dopředu se maximální tažná síla kol přenáší přes kuželíkové ložisko, jež je uloženo v přírubě dílu nosníku rámu, na zadní rám mobilního stroje. Silový účinek trakce zadních kol na zadní rám je tlačný. Zadání účinku tlačné síly na zadní rám je znázorněno na obr. 73. Síla směřuje v kladném směru osy X.



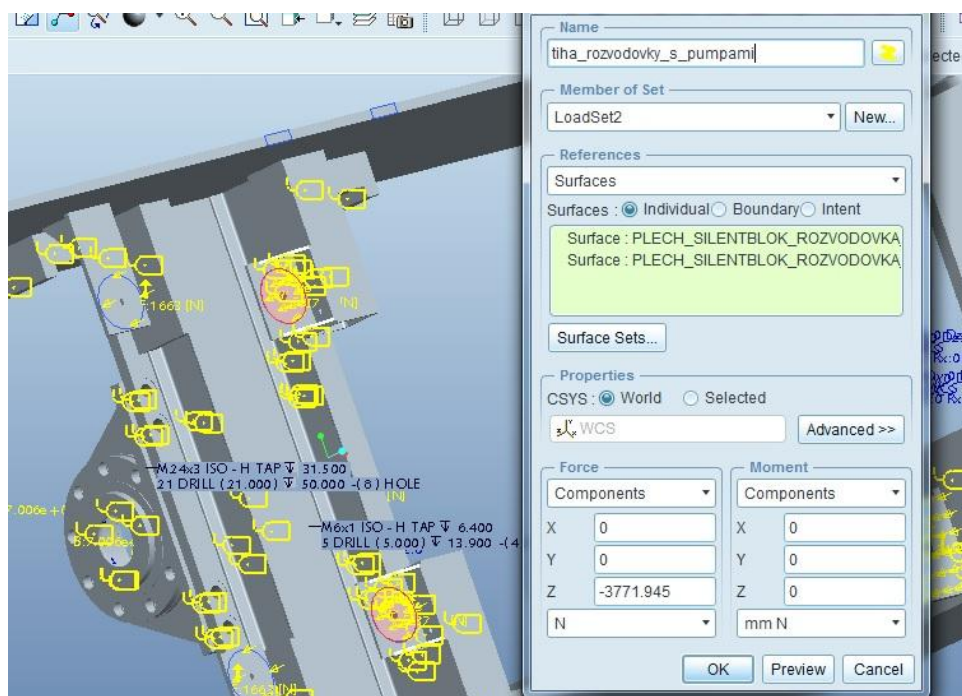
Obr. 73 – znázornění tlakového působení čepu na žebro nosníku rámu při přenosu hnacího silového účinku na zadní rám při pohybu dopředu

Tíhové zatížení spalovacího motoru na rám je znázorněno na obr. 74. Spalovací motor je uložen na čtyřech silentblocích. Silový účinek celkové tíhy spalovacího motoru jsem rozdělil do čtyř kruhovitých oblastí, simulujících uložení na pryžových pružinách.



Obr. 74 – silové působení tíhy spalovacího motoru na zadní rám stroje

Na každou ze čtyř oblastí jsem zadal silové působení o velikosti 1662,795N, odpovídající $\frac{1}{4}$ celkového tíhového zatížení spalovacího motoru. Tíhové působení směřuje v záporném smyslu osy Z. Zadání tíhového působení rozvodovky na zadní rám je znázorněno na obr. 75. Celkové tíhové zatížení jsem rozdělil do dvou kruhovitých oblastí, které simulují skutečné uložení, které je uskutečněno na dvou pryžových pružinách.



Obr. 75 – silový účinek působení tíhy rozvodové skříně na zadní rám stroje

Do každé oblasti uložení zadávám silové působení, odpovídající polovině celkovému tíhovému působení rozvodovky s hydrogenerátory na zadní rám. Velikost silového působení v každé oblasti má velikost 3771,945 N. Tíhové působení směřuje v záporném smyslu osy Z.

Zadání silového účinku tíhy kabiny na zadní rám je znázorněno na obr. 76.



Obr. 76 – silový účinek tíhy kabiny na zadní rám stroje

Kabina je uložena na čtyřech místech a má hmotnost 1000 kg. Silový účinek v každém místě uložení, který simuluje silový účinek tíhy kabiny na zadní rám, má velikost 2452,5N, což odpovídá 250 kg neboli ¼ tíhy kabiny. Tíhové silové působení kabiny směřuje v záporném smyslu osy Z.

Preprocessing - zadání parametrů statické pevnostní analýzy v metodě konečných prvků:

K vytvoření sítě prvků jsem použil automatický generátor sítě konečných prvků. Tvar objemových elementárních prvků jsem zvolil jako čtyřstěn. Zadání okrajových podmínek a silových účinků jsou popsány výše v textu. Zvolil jsem statickou pevnostní analýzu s nejvýše sedmým stupněm konvergence polynomu.

Postprocessing - výsledky pevnostní analýzy zadního rámu metodou konečných prvků:

Výsledkem statické pevnostní analýzy jsou magnitudy napětí a posunutí podle pevnostní analýzy HMM. Výsledkem napětí je ekvivalentní napětí σ_e podle pevnostní analýzy HMM, která je uplatňována na houževnaté materiály.

Pro ekvivalentní napětí σ_e podle pevnostní analýzy HMM platí vztah:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau^2} \quad (6.1)$$

σ - normálové napětí

τ - smykové napětí

Pro součinitel k celkové bezpečnosti při kombinovaném zatížení podle HMM platí vztah:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} \quad (6.2)$$

R_e – mez kluzu v tahu

σ_e - ekvivalentní napětí

Z výrazů (6.1) a (6.2) získám následující vztahy:

$$\frac{\sigma_e}{R_e} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{R_e} \quad (6.3)$$

$$\frac{\sigma_e^2}{R_e^2} = \frac{\sigma^2}{R_e^2} + \frac{3\tau^2}{R_e^2} \quad (6.4)$$

Bude - li působit pouze smykové namáhání, vypadá mezní stav napětí ve smyku τ_{kl} podle HMM tímto způsobem:

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} \quad (6.5)$$

Po dosazení do vzorce určím součinitel bezpečnosti k při kombinovaném namáhání tímto způsobem:

$$\frac{\sigma_e^2}{R_e^2} = \frac{\sigma^2}{R_e^2} + \frac{\tau^2}{\tau_{kl}^2} \quad (6.6)$$

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2} \quad (6.7)$$

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (6.8)$$

Součinitele bezpečnosti k_σ a k_τ jsou dílčími součiniteli bezpečnosti. Součinitel bezpečnosti k_σ se určuje při působení ryze normálového napětí v kritickém průřezu a součinitel bezpečnosti k_τ při působení pouze smykového napětí v kritickém průřezu.

Materiál dílů, ze kterých je zadní rám vyroben, je ocel 11523, která má dobrou svařitelnost. Mez kluzu oceli 11523 v tahu se rovná $R_e = 333MPa$.

Výsledky průběhů napětí pevnostní analýzy zadního rámu dosažených metodou konečných prvků se nachází v příloze 3 – obr. 1 až obr. 3. Největší hodnoty ekvivalentního napětí,

kteřé vzniká v zadním rámu, se pohybují v červeném intervalu hodnot $\sigma_{ekv} \in \langle 281,8; 313,1 \rangle MPa$.

Minimální součinitel bezpečnosti k_{min} pro kombinované namáhání při přenosu maximální tažné síly zadních kol se rovná $k_{min} = 1,064$. Velikost minimálního součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá hodnotám dílčích součinitelů bezpečnosti v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma min} = 1,505$ a $k_{\tau min} = 1,505$. Výsledné maximální ekvivalentní napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy zadního rámu, vyhovuje z hlediska kritéria, že každý součinitel bezpečnosti pro každý dílčí druh namáhání, v tahu nebo smyku, má mít minimální velikost 1,5.

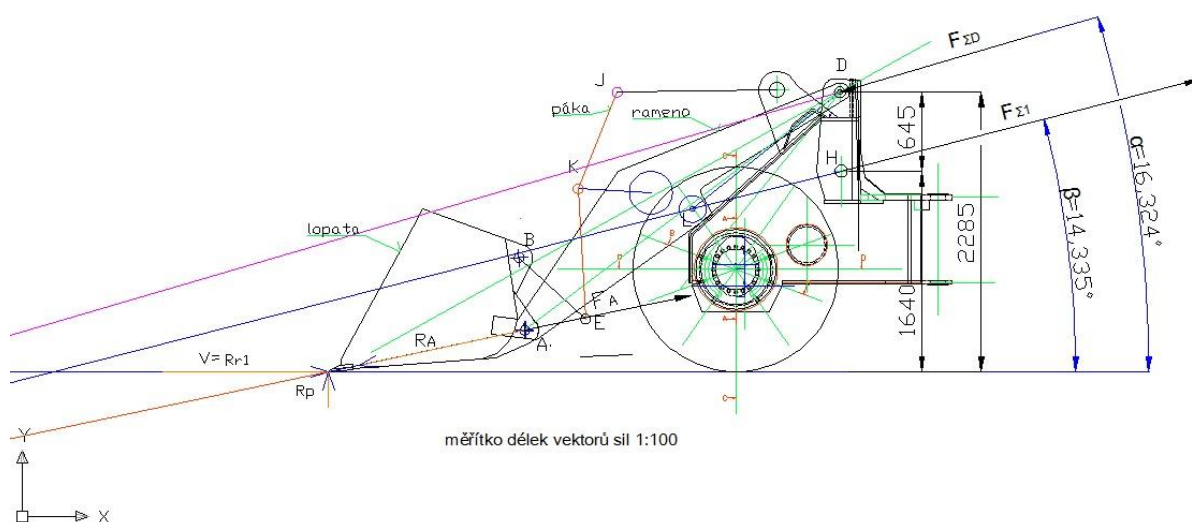
Na obr. 4 a obr. 5 v příloze 3 jsou znázorněny magnitudy posunutí, které vznikají v zadním rámu při přenosu maximální tažné síly kol. Největší hodnoty posuvů, vznikající v zadním rámu, se pohybují v červeném intervalu hodnot $s_{max} \in \langle 0,339; 0,376 \rangle mm$.

Nejnižší hodnoty posuvů se nachází v tmavě modrém intervalu hodnot $s_{min} \in \langle 0; 0,0376 \rangle mm$. Vzhledem k tomu, že maximální hodnoty posuvů nepřesahují 0,5 mm, lze prohlásit, že konstrukce zadního rámu je vyhovující z deformačního hlediska

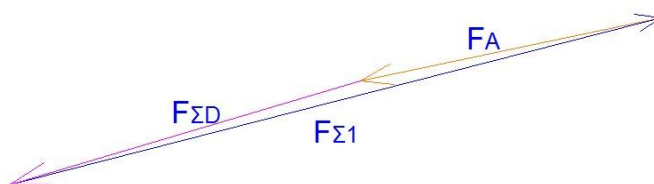
Analýza silového účinku na přední rám:

Analýza vlivu silových účinků zátěže na přední rám je znázorněna na obr. 77, na obr. 78 a na obrázku 6 v příloze 3. Předpokládám takové zatížení předního rámu za situace, kdy stroj využívá maximální tažné síly v kolech.

To může nastat při rýpání nebo najíždění do materiálu. Velikosti sil působících na přední rám jsem určil grafickou metodou. Předpokládám, že maximální velikost síly V rypných odporů se rovná velikosti maximální tažné síly.



Obr. 77 – silové působení při využití největší tažné síly při rýpání v rovině



Rovnováha sil působících na přední rám

Obr. 78 – rovnováha sil působících na přední rám



Rovnováha sil působících na lopatu

Obr. 79 – rovnováha sil působících na lopatu

Mechanismus výložníku je uložen na dvou ramenech v bodech D symetricky podélně uspořádaných z každé strany stroje. Předpokládám rovnoměrné rozdělení celkové síly $F_{\Sigma D}$ rovnoměrně na obě místa uložení. Silové působení hydromotorů zdvihu na rám se uskutečňuje ve dvou bodech H symetricky podélně uspořádaných z každé strany.

Předpokládám rovnoměrné rozdělení celkové síly $F_{\Sigma 1}$ silového působení obou hydromotorů zdvihu na přední rám.

Platí:

$$F_{\Sigma D} = 2 \cdot F_D \quad (6.9)$$

$$F_{\Sigma 1} = 2 \cdot F_1 \quad (6.10)$$

Celková výslednice rypných odporů V působících na lopatu se rovná maximální tažné síle F_{tmax} o velikosti 135133,7N .

Velikosti sil $F_{\Sigma 1}$ a $F_{\Sigma D}$ působení výložníku na přední rám se určí podle obr. 77 a obr. 78.

Tabulka 58 – výsledky silového působení mechanismu výložníku na rám v bodě D, je zohledněn smysl silového působení (záporný)

	velikost	vztah
$F_{\Sigma D}$	-164713,112 N	
$F_{\Sigma D_x}$	-158038,343N	$F_{\Sigma D_x} = F_{\Sigma D} \cdot \cos \alpha$
$F_{\Sigma D_y}$	-46476,846N	$F_{\Sigma D_y} = F_{\Sigma D} \cdot \sin \alpha$
F_D	-82356,556N	$F_D = \frac{1}{2} F_{\Sigma D}$
F_{D_x}	-79019,172N	$\frac{F_{\Sigma D_x}}{2} = F_{D_x} = F_D \cdot \cos \alpha$
F_{D_y}	-23238,423N	$\frac{F_{\Sigma D_y}}{2} = F_{D_y} = F_D \cdot \sin \alpha$

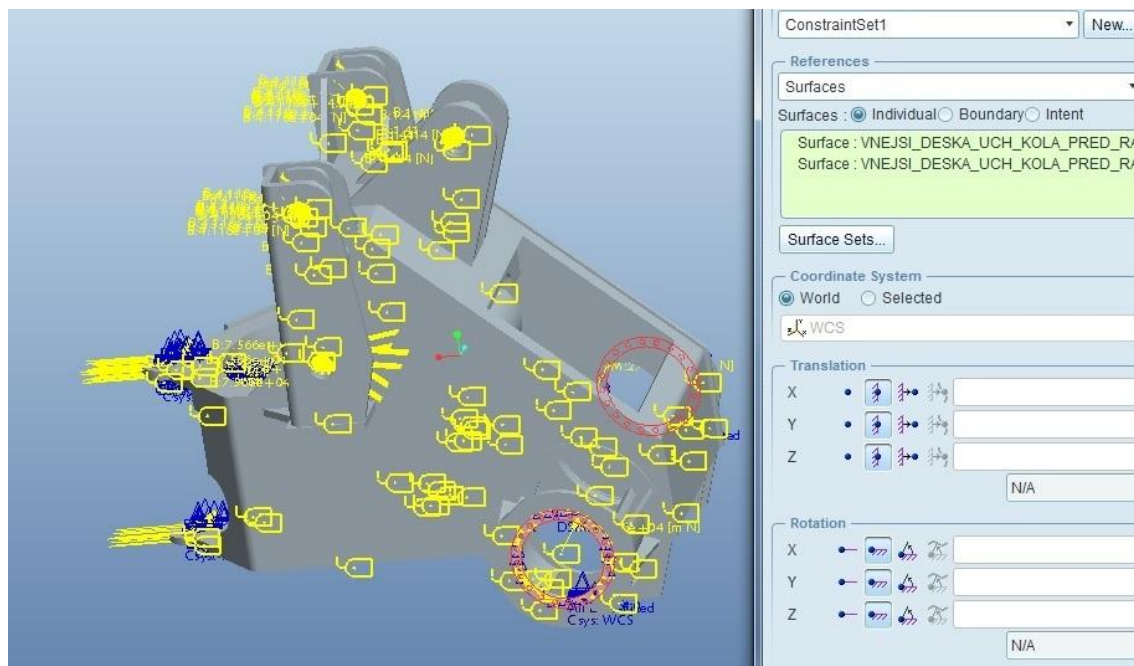
V tabulce 59 jsou uvedeny výsledky silového působení hydromotorů na přední rám v bodech H a je zohledněn smysl silového působení (kladný).

Tabulka 59 – výsledné silové působení hydromotorů na přední rám v bodech H, je zohledněn smysl silového působení (kladný).

	velikost	vztah
$F_{\Sigma 1}$	302654,622N	
$F_{\Sigma 1_x}$	293231,018N	$F_{\Sigma 1_x} = F_{\Sigma 1} \cdot \cos \beta$
$F_{\Sigma 1_y}$	74937,019N	$F_{\Sigma 1_y} = F_{\Sigma 1} \cdot \sin \beta$
F_1	151327,311N	$F_1 = \frac{1}{2} F_{\Sigma 1}$
F_{1_x}	146615,509N	$\frac{F_{\Sigma 1_x}}{2} = F_{1_x} = F_1 \cdot \cos \beta$
F_{1_y}	37468,510N	$\frac{F_{\Sigma 1_y}}{2} = F_{1_y} = F_1 \cdot \sin \beta$

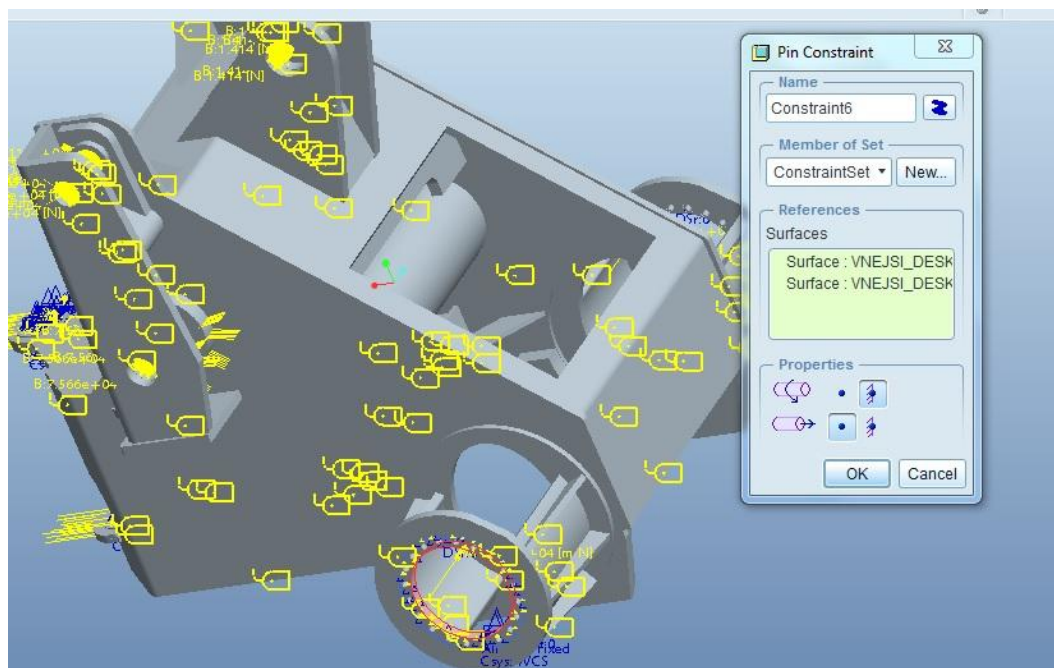
V hydromotoru určeného k překlápění lopaty nepředpokládám silové působení.

Zadání okrajových podmínek statické pevnostní analýzy předního rámu metodou konečných prvků:



Obr. 80 – zadání okrajových podmínek v místě uložení kolového reduktoru předních hydrokol

Okrajové podmínky zadávám v místě spojení kolového reduktoru s rámem. Na povrchu spojení s kolovým reduktorem jsem upnul rám z levé a pravé části bez možnosti translací ve všech osách a rotací okolo všech os.



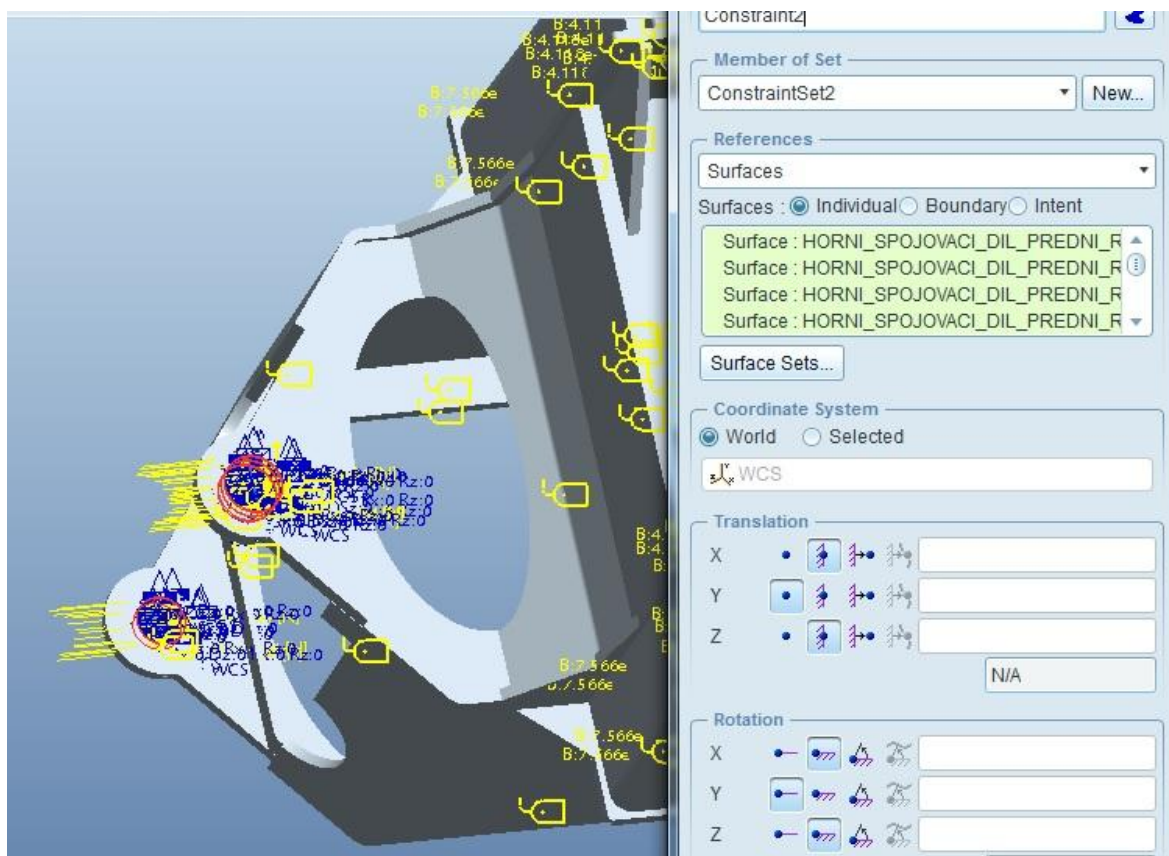
Obr. 81 – zohlednění osazení při upnutí kolového reduktoru kola k rámu

Na obr. 81 je znázorněna okrajová podmínka, zohledňující osazení ve skřini kolového reduktoru. Kolový reduktor se centruje v osazení předního rámu.

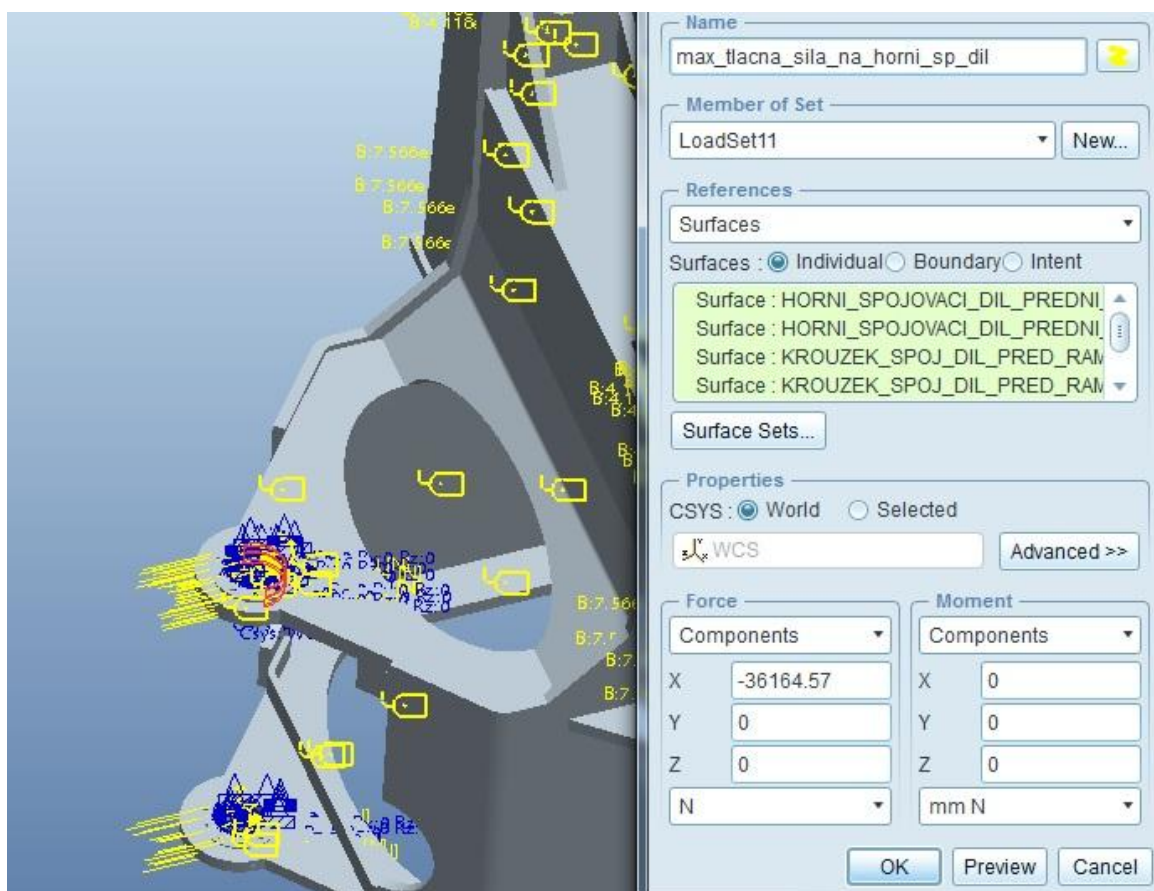
Na každé straně jsem okrajové podmínky jako funkce pin (čep) a zakázal jsem rotace, protože část kolového reduktoru, která se ukládá do předního rámu, je nepohyblivá. Povolil jsem posuvy v ose reduktoru, protože posuvy mohou nastat v ose kol.

Zadání okrajových podmínek v oblasti čepového spojení je znázorněno na obr. 82. Spojení se zadním rámem se uskutečňuje čepem v horní a dolní desce. Translace jsem zakázal v osách X a Z. Posuvy jsem povolil ve směru osy Y.

Rotace jsem zakázal okolo os X a Z, protože se kolem těchto os neuskutečňuje žádný rotační pohyb. Naopak rotace se může uskutečňovat kolem svislé osy Y, proto jsem ji povolil kolem této osy.



Obr. 82 - okrajové podmínky v čepovém spojení se zadním rámem

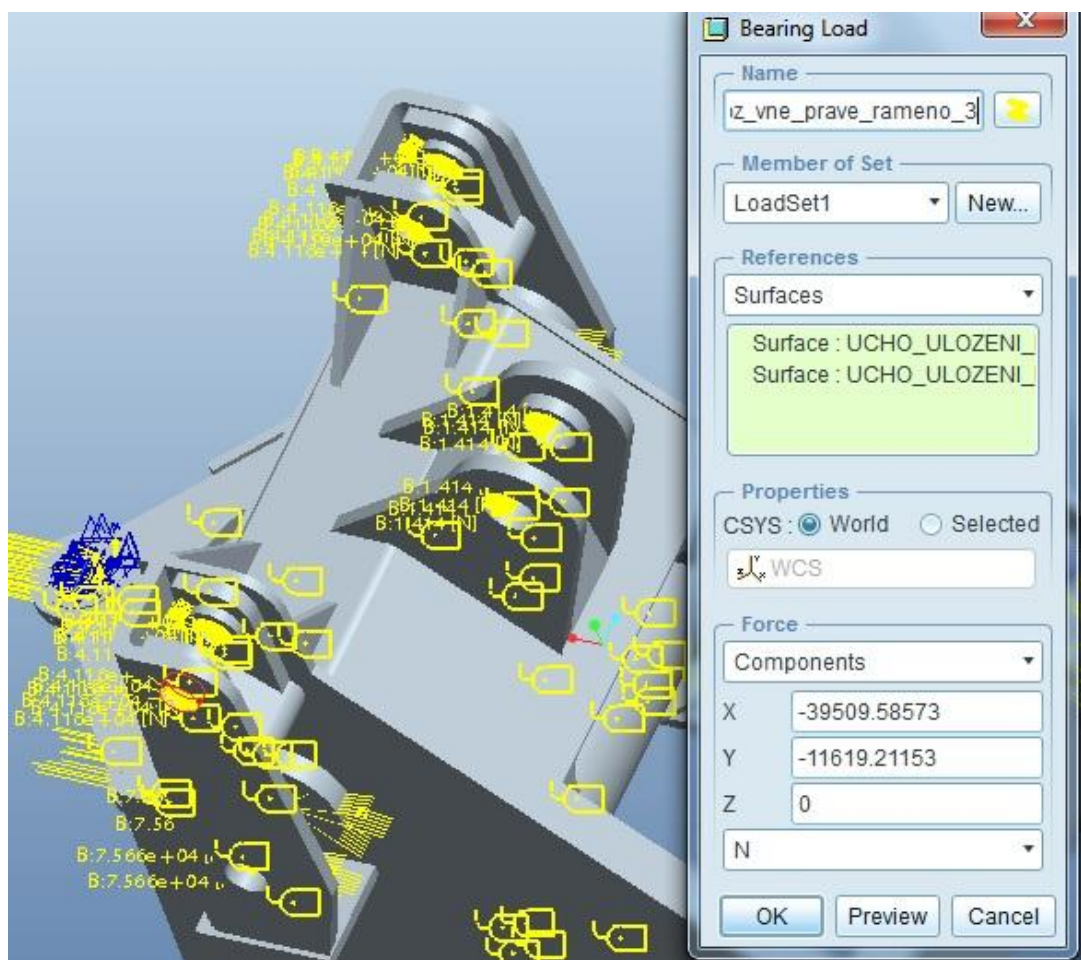


Obr. 83 – silové působení zadního rámu na přední v místě čepového spojení

Zadání silového zatížení předního rámu:

V místě čepového spojení v horní a dolní části zadávám silový účinek vlivem maximální tlačné síly zadního rámu. Předpokládám, že se silový účinek dělí rovnoměrně. V každém místě spojení zadávám silový účinek o velikosti 36164,57 N.

Do míst uložení ramen mechanismu výložníku zadávám silový účinek – viz obr. 84.



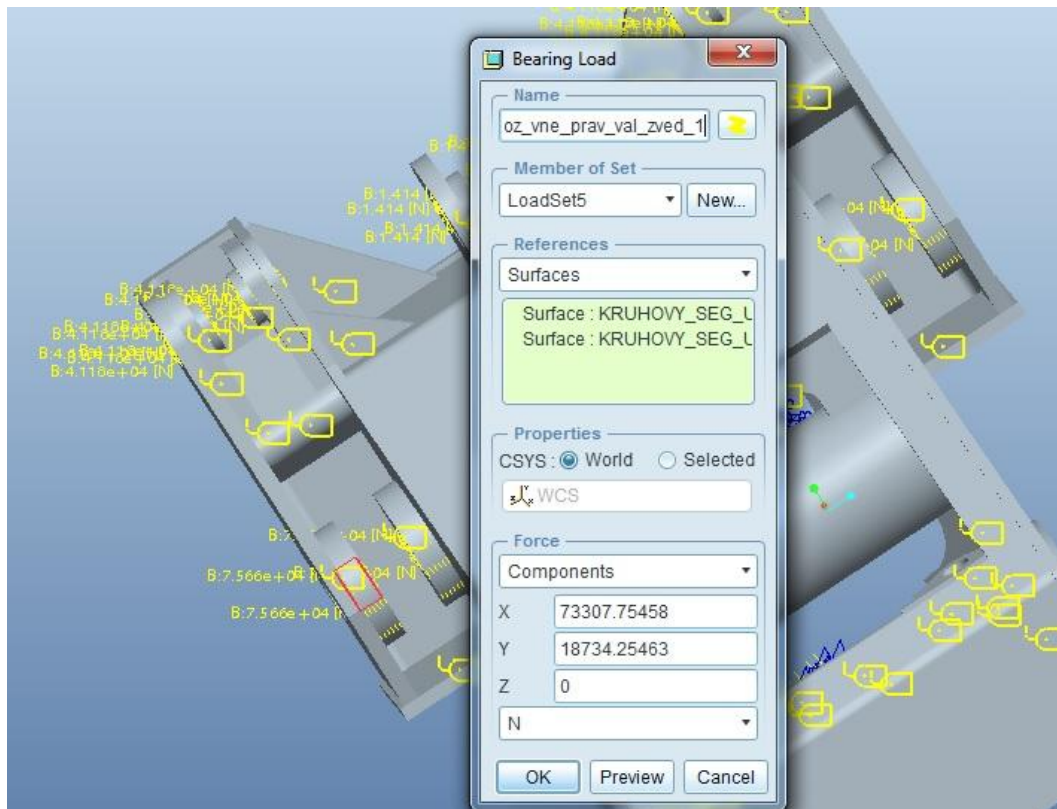
Obr. 84 – silový účinek výložníku na přední rám při vyvíjení maximální tažné síly během planýrování, rýpaní nebo v konečné fázi najíždění do nakládaného materiálu

Silový účinek zadávám do čtyř válcových povrchů podle obr. 84. Používám funkci pro simulaci ložiskového zatížení. Každé rameno výložníku je uloženo na dvou kluzných ložiskách.

Předpokládám rovnoměrné rozdělení velikosti síly F_D působící na rám. V místě uložení každého ložiska předpokládám přenos síly o velikosti $\frac{1}{2} F_D$.

Tabulka 60

$\frac{1}{2} F_{Dx}$	-39509,586 N
$\frac{1}{2} F_{Dy}$	-11619,211 N



Obr. 85 – silový účinek hydromotorů zdvihu výložníku na přední rám při vyvíjení maximální tažné síly během planýrování, rýpání, nebo najíždění do nakládaného materiálu

Silový účinek uložení ok hydromotorů zdvihu ramen výložníku podle obr. 85 zadávám do čtyř válcových povrchů podle skutečného uložení, kde čep oka každého hydromotoru je uložen na dvou kluzných ložiskách.

Předpokládám rovnoměrné rozdělení velikosti síly F_H , působící na rám. V místě uložení každého ložiska předpokládám přenos síly o velikosti $\frac{1}{2} F_H$.

Tabulka 61

$\frac{1}{2} F_{Hx}$	73307,756 N
$\frac{1}{2} F_{Hy}$	18734,255 N

Preprocessing - zadání parametrů statické pevnostní analýzy metodou konečných prvků:

K vytvoření sítě prvků jsem použil automatický generátor sítě konečných prvků. Tvar objemových elementárních prvků jsem zvolil jako čtyřstěny a klíny. Zadání okrajových podmínek a silových účinků jsem popsal výše v textu. Zvolil jsem statickou pevnostní analýzu s nejvýše sedmým stupněm konvergence polynomu. Materiál dílů, ze kterých je sestaven přední rám, je ocel 11 523.

Postprocessing – výsledky statické pevnostní analýzy metodou konečných prvků předního rámu:

Výsledkem statické pevnostní analýzy metodou konečných prvků jsou celkové magnitudy ekvivalentního napětí a posunutí. Výsledkem je ekvivalentní napětí σ_e podle pevnostní analýzy HMM, uplatňované na houževnaté materiály.

Materiál dílů, ze kterých je vyroben zadní rám, je ocel 11 523, která má dobrou svařitelnost. Mez kluzu oceli 11 523 se rovná $R_e = 333MPa$.

Pro součinitel bezpečnosti při kombinovaném namáhání podle pevnostní analýzy HMM platí vztah:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} \quad (6.11)$$

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (6.12)$$

Na obr. 9 a obr. 10 v příloze 3 je znázorněn singulární bod, kde vzniká koncentrace extrémně vysokého napětí.

Tato oblast koncentrace napětí vzniká vlivem nepřesností a vůlí mezi díly při vytváření modelu sestavy. Největší hodnoty ekvivalentního napětí σ_e v tomto bodě se pohybují nad mezí kluzu ocele v červeném intervalu hodnot $\sigma_e \in \langle 333; 1210 \rangle MPa$. Při posouzení pevnostních kritérií konstrukce předního rámu napětí v tomto bodě nebudu uvažovat.

Ve velké části konstrukce rámu se ekvivalentní napětí rozkládá v intervalech modré škály odstupňování výsledné magnitudy ekvivalentního napětí. To odpovídá mezím magnitudy ekvivalentního napětí v rámci intervalu $\sigma_e \in \langle 2,53 \cdot 10^{-3}; 200,527 \rangle MPa$, jehož hodnoty se nachází pod hranici meze kluzu. Maximální hodnotě ekvivalentního napětí o velikosti $\sigma_e = 200,53MPa$ odpovídá minimální bezpečnost kombinovaného namáhání $k_{\min} = 1,661$. Velikost součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá hodnotám jednotlivých dílčích bezpečností v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma \min} = 2,349$ a $k_{\tau \min} = 2,349$.

Výsledné maximální ekvivalentní napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy konstrukce předního rámu, vyhovuje z hlediska kritéria, že minimální hodnota každého dílčího součinitele bezpečnosti v tahu nebo smyku má mít velikost 1,5.

Na obr. 11 a obr. 12, umístěných do přílohy 3, jsou znázorněny výsledné magnitudy posunutí předního rámu. Největší hodnoty posunutí se nachází v oblasti uložení ramen výložníku a pohybují se v intervalu $s_{\max} \in \langle 2,249; 2,449 \rangle \text{ mm}$.

Pevnostní analýza zadní nápravy metodou konečných prvků:

Zadání okrajových podmínek:

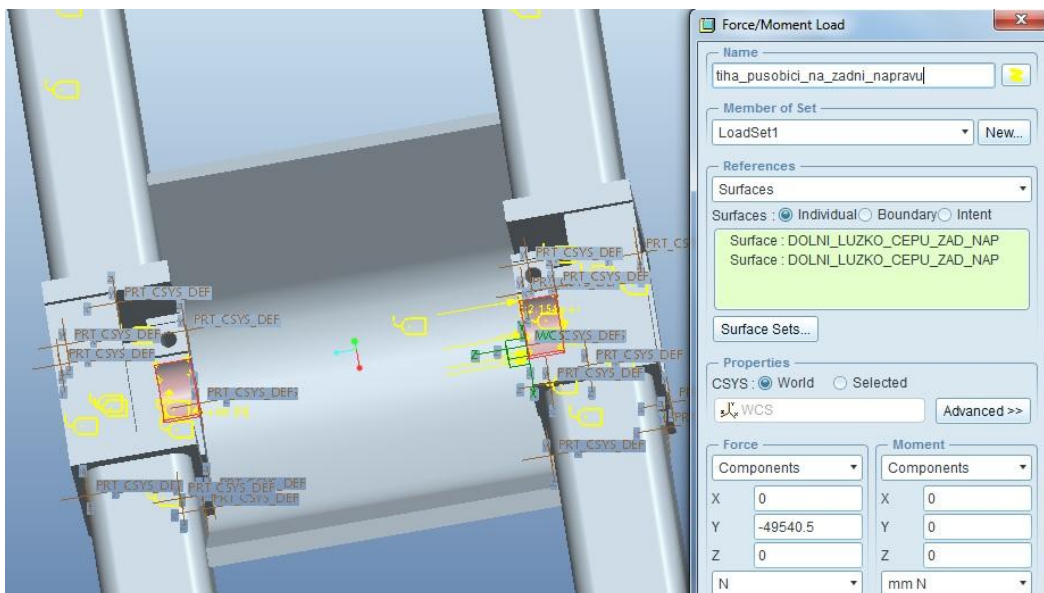


Obr. 86 – zadání okrajových podmínek na zadní nápravě v oblasti uchycení hydrokol

Na zadní nápravě zadávám okrajovou podmínku v oblasti uložení kolového reduktoru hydrokola na zadní nápravě. Tímto způsobem zamezuji translacím ve všech osách a rotacím kolem všech os.

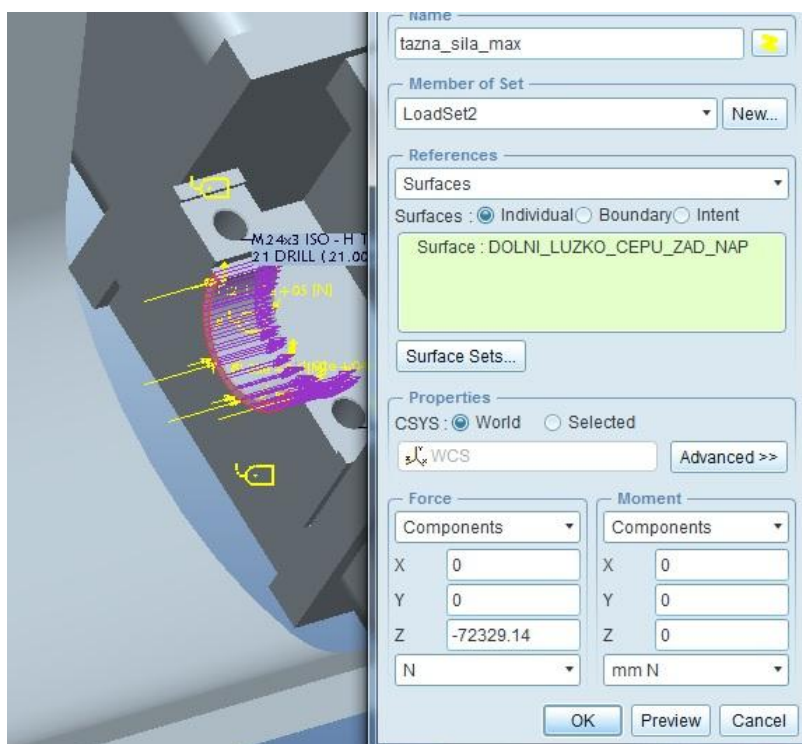
Zadání silového zatížení zadní nápravy:

Budu vyšetřovat silový účinek vedoucí k pohybu dopředu, při němž zadní náprava přenáší maximální tlačnou sílu, přicházející od zadních kol. Zadní náprava je také zatížena tíhou zadní části stroje v oblasti čepu zadní nápravy. Při přenosu síly kol na zadní nápravu působí čep tlakovou silou na zadní nápravu.



Obr. 87 – silové působení tíhy zadní části na zadní nápravu

Na obr. 87 je znázorněno nadefinování silového působení tíhy zadní části na zadní nápravu. Silové působení tíhové síly se uskutečňuje na povrchu předního a zadního lůžka čepu. Uvažuji, že se tíha rozdělí rovnoměrně mezi přední a zadní povrch. Na každý povrch uložení čepu zadávám silové působení o velikosti 49540,5 N, což odpovídá polovině hmotnosti zadní části.



Obr. 88 – silové působení čepu na zadní nápravu při přenosu maximální trakční síly zadních kol

Na obr. 88 jsem znázornil silový účinek, vznikající vlivem působení tlačné síly čepu na zadní rám. Silový účinek je vyvolán působením maximální trakční síly kol na zadní rám. Celková velikost největší tlačné síly má velikost 72329,14 N.

Preprocessing - statické pevnostní analýzy zadní nápravy:

Zadávám okrajové podmínky a silové účinky na zadní nápravu – viz nahoře. Dále zadávám materiál všech dílů, což je ocel. K vytvoření sítě konečných prvků používám automatického generátoru sítě. Svým tvarem jsou základní objemové prvky čtyřhrany a klíny. Používám statické pevnostní analýzy. Vybírám sedmý stupeň konvergenčního polynomu.

Postprocessing – výsledky statické analýzy zadní nápravy:

Výsledky statické pevnostní analýzy zobrazuje rozložení magnitudy ekvivalentního napětí a magnitudy posunutí v modelu sestavy zadního rámu.

Rozložení ekvivalentního napětí je zobrazeno na obr. 13, obr. 14 a na obr. 15, umístěných do přílohy 3. Mez kluzu ocele 11 523 v tahu má velikost $R_e = 333MPa$.

Pro součinitel bezpečnosti při kombinovaném namáhání podle HMH platí vztah:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} \quad (6.13)$$

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (6.14)$$

Největší hodnoty ekvivalentního napětí σ_e v tomto bodě se pohybují v červeném intervalu hodnot $\sigma_e \in \langle 154,7; 171,9 \rangle MPa$. Největší magnituda napětí se nachází pod hranici meze kluzu ocele 11 523. Maximální hodnotě ekvivalentního napětí o velikosti $\sigma_e = 171,9MPa$ odpovídá minimální bezpečnost kombinovaného namáhání $k_{\min} = 1,937$. Velikost součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá následujícím hodnotám jednotlivých dílčích koeficientů bezpečnosti v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma \min} = 2,740$ a $k_{\tau \min} = 2,740$.

Výsledky maximálního ekvivalentního napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy konstrukce zadní nápravy, vyhovuje z hlediska kritéria, že minimální hodnota každého dílčího součinitele bezpečnosti v tahu nebo smyku má mít velikost 1,5.

Na obr. 16, obr. 17 a obr. 18, které jsou umístěny do přílohy 3, jsou znázorněny výsledné magnitudy posunutí zadní nápravy. Největší hodnoty posunutí se nachází v místě přenosu tlačného silového účinku na zadní nápravu a pohybují se v intervalu $s_{\max} \in \langle 0,2946; 0,3274 \rangle mm$.

6.2 Kontrola únosnosti ložisek

Kontrola statické únosnosti kuželových ložisek 32 320 - viz pozice 49 na výkrese sestavy:

- a) V případě působení pouze tíhy celé zadní části na obě ložiska 32 320 je každé ložisko zatíženo radiální silou o velikosti, která odpovídá polovině tíhy celé zadní části stroje.

Síly působící na ložisko 32 320:

$$F_a = 0$$

$$F_r = 49540,5N$$

Ekvivalentní statické zatížení P_0 ložiska:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; X_0 = 0,5 \quad (6.15)$$

Je-li $P_0 < F_r$ (6.16), platí:

$$P_0 = F_r \quad (6.17)$$

$$P_0 = 49540,5N$$

Určení součinitele bezpečnosti s_0 :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.18)$$

C_0 – statická únosnost ložiska

$$C_0 = 4000000N$$

$$s_0 = 8,1$$

$$s_{0\min} = 1$$

$$s_0 \gg s_{0\min}$$

Pro nejhorší zatížení s rázy se doporučuje minimální součinitel statické bezpečnosti $s_{0\min}$ o velikosti 2,5. Tato podmínka je splněná s velkou rezervou $8,1 \gg 2,5$.

Ložisko 32 320 vyhovuje při zatížení tíhovou silou zadní části stroje.

- b) V případě zatížení ložiska 32 320 maximální tažnou silou zadních kol při rýpání nebo najíždění do hromady nakládaného materiálu

Síly působící na ložisko 32320:

$$F_a = 72329,14N$$

$$F_r = 49540,5N$$

Ekvivalentní statické zatížení P_0 ložiska:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; X_0 = 0,5; Y_0 = 0,8 \quad (6.19)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,8 \cdot F_a; \quad (6.20)$$

$$P_0 = 82633,562N$$

Určení součinitele bezpečnosti s_0 :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.21)$$

C_0 – statická únosnost ložiska

$$C_0 = 400000N$$

$$s_{0\min} = 1$$

$$s_0 \gg s_{0\min}$$

Pro nejhorší zatížení s rázy se doporučuje minimální součinitel statické bezpečnosti $s_{0\min}$ o velikosti 2,5. Tato podmínka je splněná s velkou rezervou $4,84 \gg 2,5$.

Každé z obou kuželových ložisek 32 320 vydrží při zatížení odpovídající kombinovanému statickému zatížení největší tlačnou silou od zadních kol a zároveň tíhovou silou zadní části.

Kontrola statické únosnosti párovaného ložiska 30213 v horní části spoje obou rámů:

- a) V případě, že je ložisko namáháno maximální možnou axiální silou při zvedání nákladu na mezi stability Q_{Nstab}

$$Q_{Nstab} = 137700N$$

Velikost axiální síly působící na ložisko se vypočítá z momentové rovnováhy. Rozměry ramen jsou uvedeny v tabulce 54 a pro představu je třeba nahlédnout do obrázku 36 v pododdílu 5.2 Statická stabilita – mezní stavy stability.

Vztah pro určení F_a – axiální síla působící na ložisko:

$$Q_{Nstab} \cdot b = F_a \cdot \frac{c}{2} \quad (6.22)$$

$$F_a = \frac{2 \cdot Q_{Nstab} \cdot b}{c} \quad (6.23)$$

$$F_a = 198204,6N$$

Síly působící na párované ložisko 30 213:

$$F_a = 198204,6N$$

$$F_r = 0$$

Ekvivalentní statické zatížení P_0 ložiska:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; X_0 = 0,5; Y_0 = 1,6 \quad (6.24)$$

$$P_0 = 1,6 \cdot F_a \quad (6.25)$$

$$P_0 = 317127,3N$$

Určení součinitele bezpečnosti s_0 :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.26)$$

C_0 – statická únosnost ložiska

$$C_0 = 2700000N$$

$$s_{0Nstab} = 0,85$$

$$s_{0min} = 1$$

$$s_{0Nstab} < s_{0min}$$

Axiální namáhání nákladem o hmotnosti na mezi doporučení $m_N = 6400kg$:

$$F_a = 112963,7N$$

$$P_0 = 180741,8N$$

$$s_{0D} = 1,5$$

Pro zatížení doporučenou hmotností nákladu na hranici stability součinitel statické bezpečnosti zatížení ložiska vychází v normě $s_{0D} = 1,5$. Při maximálním axiálním zatížení ložiska vychází součinitel statické bezpečnosti s_{0Nstab} ložiska menší než 1.

Maximální zatížení o velikosti 137700 N, odpovídající nosnosti lopaty na mezi stability Q_{Nstab} o velikosti 14037kg, se nedoporučuje pro trvalé nakládací práce.

b) Kontrola radiální statické únosnosti ložiska při zatížení maximální tažnou silou zadních kol $F_{\Sigma k zad}$:

$$F_{\Sigma k zad} = 72329,14 N$$

Budu předpokládat rovnoměrné rozdělení tažné síly mezi horním a dolním spojem rámu.

$$F_r = 0,5 F_{\Sigma k zad} = 36169,14 N$$

$$F_a = 0 N$$

Ekvivalentní statické zatížení P_0 ložiska:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; X_0 = 0,5; Y_0 = 1,6 \quad (6.27)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r \quad (6.28)$$

Je-li $P_0 < F_r$ (6.29), platí:

$$P_0 = F_r = 36169,14 N$$

Určení součinitele bezpečnosti s_0 :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.30)$$

C_0 – statická únosnost ložiska

$$C_0 = 270000 N$$

$$s_0 = 7,46$$

$$s_{0min} = 1$$

$$s_0 \gg s_{0min}$$

Součinitel statické bezpečnosti s_0 vychází při tomto druhu namáhání o velikosti 7,46. Ložisko 30213 je vyhovující z hlediska namáhání, která vzniká při přenosu maximální tlačné síly na přední rám, jež je důsledkem silového působení maximální trakční síly v zadních kolech.

Předpokládá se, že při působení maximální tlačné síly na přední rám, axiální namáhání párového ložiska bude minimální.

Kontrola radiální statické únosnosti válečkového ložiska NU 211 ECP při přenosu zatížení maximální tlačné síly zadního rámu $F_{\Sigma k_{zad}}$:

$$F_{\Sigma k_{zad}} = 72329,14 N$$

Budu předpokládat rovnoměrné rozdělení tlačné síly mezi horním a dolním spojem rámu.

$$F_r = 0,5 F_{\Sigma k_{zad}} = 36169,14 N$$

$$F_a = 0 N$$

Ekvivalentní radiální statické zatížení P_0 ložiska:

$$P_0 = F_r \quad (6.31)$$

$$P_0 = 36169,14 N$$

Určení součinitele statické bezpečnosti s_0 :

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.32)$$

C_0 – statická únosnost ložiska

$$C_0 = 95000 N$$

$$s_0 = 2,63$$

$$s_{0\min} = 1$$

$$s_0 > s_{0\min}$$

Součinitel statické bezpečnosti s_0 vychází při tomto druhu namáhání 2,63. Ložisko NU 211 ECP je vyhovující z hlediska radiálního namáhání, vznikající při přenosu maximální tlačné síly zadního rámu na přední rám během vyvíjení maximální trakční síly v zadních kolech.

Shrnutí

Výsledkem této diplomové práce je zpracování hnacího ústrojí a rámu mobilního stroje typu čelního kolového nakladače.

Rám výše zmíněného mobilního stroje je typu kloubového děleného rámu, který se skládá z přední a zadní části. Oba rámy jsou spojeny kloubově za pomoci čepů v horní a dolní části místa kontaktu obou rámu.

Hlavním účelem stroje je vykonávání práce. Hydraulický systém v stroji lze dělit na část pohonnou a část obsluhující hydromotory hydraulického mechanismu výložníku, část obsluhující hydromotory natáčející rámy při zatáčení a popřípadě část obsluhující hydraulické systémy kabiny jako například posilovač řízení a podobné systémy spojené s komfortem.

Pohon tohoto mobilního stroje je hydraulický. Jako zdroj energie hydraulické pohonné soustavy slouží spalovací motor s označením 6068 HF485_P, jež je vyráběný společností John Deere. Je to čtyřdobý řadový šestiválcový vznětový spalovací motor s přímým vstřikem paliva, který v souladu s normou ISO 3046 má jmenovitý výkon 162 kW při 2000 1/min. Maximálního momentu o velikosti 934 Nm dosahuje při 1400 1/min. Spalovací motor přenáší výkon na mechanickou rozvodovku, na jejíž výstupech jsou připevněny hydrogenerátory hnacího a ostatních hydraulických systémů.

Spojení mezi setrvačником spalovacího motoru a vstupním hřídelem rozvodovky se uskutečňuje pomocí zubové spojky typu FLE-PA s označením T80. Mechanická rozvodovka má jeden vstup energie prostřednictvím centrálního hřídele, a pět výstupů v místech, kde jsou připojeny hydrogenerátory k rozvodovce. Mechanická rozvodovka obsahuje 5 hřídele včetně vstupního.

Na centrální hřídel je napojen hydrogenerátor P23-2,5A1K1, jež má za úkol zajišťovat cirkulaci mazacího oleje pro mechanickou rozvodovku. Na hřídele č. 2 a č. 3 jsou napojeny dva axiální pístové hydrogenerátory A4VG, zajišťující napájení hnacích obvodů. Do horního patra rozvodové skříně jsou umístěny hydrogenerátory, které napájejí hydromotory systému výložníku a hydromotory natáčení rámu. S hřídelem č. 5 je spojen zubový dvojitý hydrogenerátor s označením GHD2-100/GHD1-51 R R2D2, který napájejí soustavu hydromotorů výložníku. S hřídelem č. 6 je spojen zubový hydrogenerátor QLS-82 L I2D2, jež napájejí hydromotory natáčející rámy při zatáčení.

Pohon tohoto typu stroje spočívá v použití hydrokol. Hydrokola se skládají z kola a kolového reduktoru, do něhož je zabudován vhodný hydrostatický hydromotor. V tomto případě jsem zvolil rychloběžný hydromotor A6VE 107, který se zabuduje do pohonu s označením HYDROTRAC GFT 0040 T2 9000, který zahrnuje v sobě kolový reduktor a statickou brzdu ovládanou hydraulicky. K tomuto celku se připevňuje ráfek kola. Celkový převod v reduktoru má hodnotu 59,1.

Hydraulický hnací systém se skládá z dvou obvodů řízených přes řídicí jednotku. Každý hydraulický hnací obvod, který představuje zdroj tlakové kapaliny pro hydromotory, se skládá

z jednoho hydrogenerátoru a dvou hydromotorů v kolech mobilního stroje. Každý z hydrogenerátorů napájí vždy obvod hydromotorů po levé nebo pravé straně z hlediska podélného rozdělení stroje.

Vazba mezi hydrogenerátorem a hydromotorem v hydrokole je hydraulická. Řízení otáček probíhá jak na axiálních pístových hydrogenerátorech A4VG, tak i na axiálních pístových hydromotorech A6VE. Na těchto hydromotorech změna otáček souvisí se změnou sklonu řídicí desky a s průtokem Q .

Řízení průtoku na axiálním hydrogenerátoru se nazývá primární regulace a probíhá mezi hodnotami řídicího parametru β_{HG} od 0 do 1. Řízení otáček axiálního pístového hydromotoru probíhá otáčením řídicí desky, čímž řídicí parametr β_{HM} kolísá mezi hodnotami od 1 do 0,2.

Změna otáček na hydromotoru prostřednictvím změny sklonu řídicí desky se nazývá sekundární regulace. Sekundární regulace, která probíhá na hydromotoru, začíná vždy od okamžiku, kdy řídicí deska axiálního pístového hydrogenerátoru je maximálně otevřená, tj. $\beta_{HG}=1$. Pomocí sekundární regulace lze zvyšovat otáčkový rozsah na výstupním hřídeli hydromotoru. Důsledkem toho lze dosáhnout vyšší rychlosti jízdy.

Přestavování řídicí desky se uskutečňuje řídicím proudem. Jak u axiálního pístového motoru, tak i u axiálního pístového hydrogenerátoru se způsob řízení označuje jako elektroproporcionální. To znamená přímou úměrnost mezi velikostí dodávaného proudu a přenastaveným objemem.

Změny průtoku v hydraulickém obvodu pohonu nepřímo vyhodnocuje elektronická řídicí jednotka, která dostává údaje ze snímače otáček hydromotoru A6VE s označením DSM1-10, snímače natočení desky hydrogenerátoru A4VG, snímače natočení rámu s názvem WS1T90/10 a údaje na základě řízení ze strany obsluhy mobilního stroje.

Na základě těchto údajů může nastavit různý diferenční průtok na příslušných kolech, pokud by se stroj pohyboval v zatáčce nebo ve zhoršeném terénu. V případě ztráty trakce lze přiškrcením průtoku přes elektromagnetický řízený ventil snížit otáčky prokluzujících kol. Tímto se zvyšuje hnací moment v neprokluzujících kolech.

Při maximálním průtoku hydrogenerátorem Q_{HGmax} o velikosti $280,9 \text{ dm}^3/\text{min}$ se dosáhne nejvyšší rychlosti. Při tomto průtoku na hydrogenerátoru je průtok hydromotorem Q_{HMmax} o velikosti $140,45 \text{ dm}^3/\text{min}$. Na konci primární regulace je teoretická maximální rychlost hydrokola $6,6 \text{ km/h}$ a na konci sekundární regulace je teoretická maximální rychlost hydrokola $32,9 \text{ km/h}$. Tyto rychlosti platí pro jízdu v rovině s prázdnou lopatou. Do výpočtů maximální posuvné rychlosti nebyl zahrnut prokluz kola v závislosti na různých podložích. Skutečné hodnoty nejvyšších dosahovaných rychlostí budou o něco menší.

Rozhodující pro kolový nakladač je vyvíjená maximální celková tažná síla v hydrokolech a maximální nosnost nákladu v lopatě. Největší tažnou sílu, kterou vyvíjí navržený kolový nakladač, má velikost $135,14 \text{ kN}$.

Pracovním ústrojím kolového nakladače je výložník, na němž se nachází pracovní nástroj v podobě lopaty. Nakládací výška je 3860 mm a výsypná výška je 2774 mm. Objem plně navoršené lopaty má velikost $3,1 \text{ m}^3$. Maximální nosnost pracovního ústrojí na mezi klopné stability G_{Nstab} má velikost 137,7 kN, což odpovídá hmotnosti materiálu Q_{Nstab} o velikosti 14037 kg. Podle normy ISO 8313 pro běžné práce by hmotnost nákladu Q neměla přesahovat 6400 kg. Velikost této hmotnosti jsem zvolil s koeficientem bezpečnosti 2,2 s ohledem tíhy nákladu na mezi klopné stability Q_{Nstab} .

Celková provozní hmotnost mobilního stroje má velikost 18870 kg, přičemž na přední část připadá 10100 kg a na zadní část 8770 kg. Nádrže hydraulického oleje, sloužící k napájení hydraulických obvodů, jsou tři.

Hlavní hnací obvod s axiálními pístovými hydrogenerátory má vlastní nádrž. Dále existuje společná nádrž oleje pro dvojitý hydrogenerátor GHD2-100/GHD1-51 R R2D2, který zásobuje hydromotory mechanismu výložníku, a hydrogenerátor QLS-82 L I2D2, který napájí hydromotory, natáčející rámy při zatačení. Samostatnou nádrž má i hydrogenerátor P23 na cirkulaci mazacího oleje rozvodovky.

Důvodem proč tyto hydrogenerátory mají oddělené nádrže oleje je čistota oleje, jež je předepsaná pro daný hydraulický obvod. Nevyšší čistotu oleje vyžaduje hnací obvod s axiálními pístovými hydrogenerátory. Podle toho se musí použít příslušné filtry. Nejnižší stupeň čistoty pro hnací obvod má označení 20/18/15. Zubové hydrogenerátory, napájející hydraulický systém výložníku a hydromotory, řídící natáčení ráků, nevyžadují tak vysokou úroveň čistoty oleje.

Nejnižší kvalitu čistoty oleje má obvod, sloužící k cirkulaci mazacího oleje rozvodovky. V tomto oleji se bude vyskytovat určité množství oddělených miniaturních částic z ozubených kol rozvodovky. Oddělené nádrže pro olej s různou úrovní čistoty eliminují i případné rychlé opotřebování filtrů.

Nádrž oleje hnacího hydraulického obvodu, který zásobuje axiální pístové hydrogenerátory A4VG, má velikost 1292 dm^3 . Nádrž, zásobující zubové hydrogenerátory mechanismu výložníku a hydromotory, sloužící k natáčení ráků, má objem o velikosti 874 dm^3 . Nádržka hydrogenerátoru, sloužícího k cirkulaci mazacího oleje mechanické rozvodové skříně, má objem o velikosti 115 dm^3 . Nádrž paliva, v tomto případě nafty, pro spalovací motor má objem o velikosti 345 dm^3 .

S ohledem na poslední bod zadání diplomové práce jsem provedl pevnostní analýzu modelu předního rámu, zadního rámu a zadní nápravy. Modely těchto částí stroje byly vytvořeny za počítačové podpory v programu Proengineer. Pevnostní analýzu jsem provedl pomocí aplikace Mechanika, jež je zabudována jako modul do programu Proengineer.

Provedl jsem statickou pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků s nejvýše sedmým stupněm konvergenčního polynomu. Výsledkem jsou hodnoty magnitudy ekvivalentního napětí a posunutí. Při zadávání silových účinků na rám, jsem vycházel z modelové situace působení maximální trakční síly, která se přenáší na rám. Velikost této síly je celkem

135,2 kN, přičemž zadní kola přenášejí trakci o velikosti 72,4 kN a přední 62,8 kN. Dále jsem zahrnul silové účinky tíhy spalovacího motoru, rozvodovky, kabiny a protizátěže.

Pro pevnostní analýzu zadního rámu platí následující závěry:

Největší hodnoty ekvivalentního napětí, vznikající v zadním rámu, se pohybují v intervalu hodnot $\sigma_{ekv} \in \langle 281,8; 313,1 \rangle MPa$.

Minimální součinitel bezpečnosti k_{min} pro kombinované namáhání při přenosu maximální tažné síly zadních kol se rovná $k_{min} = 1,064$. Velikost minimálního součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá hodnotám dílčích součinitelů bezpečnosti v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma min} = 1,505$ a $k_{\tau min} = 1,505$.

Výsledné maximální ekvivalentní napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy zadního rámu, vyhovuje z hlediska kritéria, že součinitel bezpečnosti pro každý dílčí druh namáhání, v tahu nebo smyku, má mít minimální velikost 1,5. Největší hodnoty posuvů, vznikající v zadním rámu, se pohybují v intervalu hodnot $s_{max} \in \langle 0,339; 0,376 \rangle mm$.

Nejnižší hodnoty posuvů se nachází v intervalu hodnot $s_{min} \in \langle 0; 0,0376 \rangle mm$. Vzhledem k tomu, že maximální hodnoty posuvů nepřesáhnou 0,5 mm, lze prohlásit, že konstrukce zadního rámu je vyhovující z deformačního hlediska.

Pro pevnostní analýzu předního rámu platí následující závěry:

Ve většině konstrukce předního rámu se hodnoty rozložení výsledného ekvivalentního napětí nachází v intervalu $\sigma_e \in \langle 2,53 \cdot 10^{-3}; 200,53 \rangle MPa$, jehož horní hranice nepřekročuje hranici meze kluzu. Maximální hodnotě ekvivalentního napětí o velikosti $\sigma_e = 200,53 MPa$ odpovídá minimální bezpečnost kombinovaného namáhání $k_{min} = 1,661$. Velikost součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá velikostem jednotlivých dílčích součinitelů bezpečnosti v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma min} = 2,349$ a $k_{\tau min} = 2,349$.

Výsledné maximální ekvivalentní napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy konstrukce předního rámu, vyhovuje z hlediska kritéria, že minimální hodnota každého dílčího součinitele bezpečnosti v tahu nebo smyku má mít velikost 1,5.

Největší hodnoty posunutí se nachází v oblasti uložení ramen výložníku a pohybují se v intervalu $s_{max} \in \langle 2,249; 2,449 \rangle mm$.

Pro pevnostní analýzu zadní nápravy platí následující závěry:

Největší hodnoty ekvivalentního napětí σ_e se pohybují v intervalu hodnot $\sigma_e \in \langle 154,7; 171,9 \rangle MPa$. Největší magnituda napětí se nachází pod hranici meze kluzu materiálu, ze kterého je vyrobena. Maximální hodnotě ekvivalentního napětí o velikosti

$\sigma_e = 171,9 MPa$ odpovídá minimální součinitel bezpečnosti kombinovaného namáhání o velikosti $k_{\min} = 1,937$. Velikost součinitele kombinované bezpečnosti odpovídá hodnotám jednotlivých dílčích koeficientů bezpečností v tahu a smyku o velikostech $k_{\sigma \min} = 2,740$ a $k_{\tau \min} = 2,740$.

Výsledné maximální ekvivalentní napětí, jež je výsledkem pevnostní analýzy konstrukce zadní nápravy, vyhovuje z hlediska kritéria, že velikost každého dílčího součinitele bezpečnosti v tahu nebo smyku má mít minimální velikost 1,5.

Největší hodnoty posunutí, vznikající na zadní nápravě, se nachází v místě přenosu tlakového silového účinku na zadní nápravu a pohybují se v intervalu $s_{\max} \in \langle 0,2946; 0,3274 \rangle mm$.

Závěr

V této diplomové práci jsem provedl návrh hnacího ústrojí a rámu mobilního stroje typu čelního kolového nakladače. Princip pohonu tohoto typu mobilního stroje je hydraulický s hydrostatickými hydromotory. Pohon zajišťují hydrostatické hydromotory, které jsou společně s kolovým reduktorem zabudovány do ráfku kola. Koncepce hydraulického pohonu, která je spojena s umístěním hydrostatického motoru společně s kolovým reduktorem přímo do kola, které je tímto způsobem přímo poháněno, se nazývá pohonem s hydrokoly.

Výhody hydraulického uspořádání pohonu s hydrokoly spočívají v použití hydraulické vazby při distribuci výkonu na kola. Tímto dochází ke snížení ztrát toku energie při přenosu výkonu na kola vlivem mechanického tření, snížení rizika vyřazení pohonu stroje z provozu vlivem mechanického opotřebování dílů, s čímž jsou spojeny únavové lomy nebo nesprávná funkce dílů po opotřebení.

Ve srovnání s uspořádáním pohonu s hydrodynamickým měničem široce rozšířeného u pohonu mobilních strojů typu čelního kolového nakladače hlavní přednost koncepce pohonu s hydrokoly spočívá v nižším počtu originálních dílů a sestav pohonu. Odpadá výroba zmínovaného hydrodynamického měniče a mechanických rozvodů včetně mechanických diferenciálů (většinou bývají dva nápravové a jeden mezinápravový).

V mém návrhu koncepce mobilního stroje odpadá potřeba vyrábět přední nápravu. Zadní náprava má jednodušší uspořádání, protože v ní chybí mechanické rozvody a diferenciál. Mezi další přednost hydrostatického pohonu s hydrokoly patří schopnost elegantně dosahovat velké trakční síly v kolech.

Ale na druhou stranu k nedostatkům uspořádání hydrostatického pohonu s hydrokoly patří nutnost dokonalého zpracování hydraulických obvodů pohonu. K správné funkci hydraulických obvodů a převodníků bude třeba používat vysoce kvalitní hydraulický olej o správné čistotě. To je spojené s častější výměnou filtrů na všech úrovních jemnosti filtrace ve všech hydraulických obvodech pohonu.

Mezi menší nevýhody bude patřit poměrně komplikovaná montáž kolového reduktoru s hydromotorem na rám stroje, nižší maximální dosahovaná rychlost. Avšak hledisko výše maximální rychlosti nepředstavuje nevýhodu pro podobnou koncepci stroje typu čelního kolového nakladače.

Tento druh mobilního stroje typu čelního kolového nakladače bude určen k práci na těžkém terénu, kde bude sloužit k přesunu, nakládání a těžbě různých druhů materiálů. V těchto podmínkách jsou robustní konstrukce a schopnost vyvinout velkou trakční sílu v kolech rozhodujícími faktory. Nedostatky tohoto mobilního stroje budou představovat nižší rychlost a náročnější údržba.

Seznam použité literatury

- [1] Grečenko A.: Výzkum pohonů s hydrokoly pro zemědělské samojízdné stroje, 1982.
- [2] Vlk F.: Stavba motorových vozidel, Vlk – nakladatelství a vydavatelství, Brno, 2003.
- [3] Koreis J.: Návrh hydrostatické převodovky pro pracovní stroje, Vysoká škola dopravy a spojov, Žilina, 1987.
- [4] Koreisova G., Koreis J.: Mobilní pracovní stroje s řízenou distribucí výkonu, Scientific papers of the University of Pardubice, Series B, 10, str. 77 – 92, 2004.
- [5] Cerha J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy I, vydavatel Technická univerzita v Liberci, Liberec, 2010.
- [6] Vévoda J.: Zemní stroje, vydavatel Vysoké učení technické v Brně, Brno, 1983.
- [7] Jeřábek K.: Zemní stroje, vydavatel České vysoké učení v Praze, Praha, 1987.
- [8] doc. Ing. Josef Jelínek, CSc.; doc. Ing. Stanislav Bělka, CSc.; prof. Ing. Josef Mudra; prof. Ing. Josef Svačina, DrSc.; Technologie a mechanizace pozemních staveb, vydavatel České vysoké učení technické v Praze, Praha, 1989.
- [9] Vaněk A.: Moderní strojní technika a technologie zemních prací, vydavatelství Academia, nakladatelství Akademie věd České republiky, vydání I, Praha, 2003.
- [10] Pešík L.: Části strojů, stručný přehled, 1. a 2. díl, vydavatel Technická univerzita v Liberci, Liberec, 2005.
- [11] Gescheidle a kol.: Tabulky pro automechaniky, z německého originálu Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik (16. vydání, 2008) přeložil, doplnil, upravil Handlíř J., 2009.
- [12] Gescheidle a kol.: Příručka pro automechaniky, z německého Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik, (28. vydání), přeložili Michňová I., Michňa Z., Handlíř J., odborná revize a doplňky 3. doplněného vydání Ernst R., vydavatelství Europa – Sobotales.cz, Praha, 2007.
- [13] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky, 4. doplněné vydání, nakladatelství Albra, Úvaly, 2008.
- [14] SKF Group 2007, Hlavní katalog 6000 CS, 2007.
- [15] Přednášky k předmětu Kolové dopravní a manipulační stroje I v pdf formátu, kap. Rozvodovka a diferenciál, podkap. Diferenciál, Ing. Pavel Němeček, 2009, katedra KVM, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci.

Podklady a katalogy stažené z internetu:

- [16] www.boschrexroth.com, katalog axiálních pístových hydromotorů A6VE, RE 91606/06.12, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [17] www.boschrexroth.com, katalog axiálních pístových hydrogenerátorů A4VG, RE 92003/06.12, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [18] www.boschrexroth.com, katalog kolových reduktorů HYDROTRAC GFT, R – CZ 77111 03.02, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [19] www.boschrexroth.com, katalog kolových reduktorů HYDROTRAC GFT, RE 77110/06.10, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [20] www.boschrexroth.com, katalog přímočarých pístových hydromotorů, RE 17326, version 2013-06.
- [21] www.boschrexroth.com, snímač otáček DSM, RE 95132/01.12, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [22] www.boschrexroth.com, snímač úhlu WS1, RE 95140/07.07, společnost Bosch-Rexroth AG.
- [23] www.hagglunds.com, katalog radiálních pístových hydromotorů Compact CBP, RE 834_2011-01, Hagglunds Drives, Bosch-Rexroth AG.
- [24] www.hagglunds.com, katalog radiálních pístových hydromotorů Compact CB, RE 734_2011-05, Hagglunds Drives, Bosch-Rexroth AG.
- [25] www.deere.com, katalogy spalovacích motorů značky John Deere.
- [26] www.ktrcoupling.co.uk, katalog zubových spojek BoWex.
- [27] www.jcb.com, katalog prodáváných kolových nakladačů společností JCB.
- [28] www.jihostroj.com, katalogy zubových hydrogenerátorů.
- [29] www.otrtiresworldwide.com, katalog produktů – dělené ráfky kol určené pro pracovní mobilní stroje.

Při čepání informací jsem také použil databázi univerzitní knihovny Technické univerzity v Liberci.

Seznam použitých symbolů veličin a zkratek

Zkratky

kap. – kapitola

podkap. – podkapitola

obr. – obrázek

str. – stránka

ERJ – elektronická řídící jednoka

resp. – respektive

tab. – tabulka

tj. – to jest

č. výkr. – číslo výkresu

p. l. – počet listů

Seznam použitých symbolů veličin rozdělených podle oddílů

Oddíl 1 – Hydrostatické pohony mobilních strojů s hydrokoly

P_v [N] - vylamovací síla, (1.1) ve vztahu k obr. 11, str. 24 a 25

M_{kl} [Nm] – klopný moment, (1.1) ve vztahu k obr. 11, str. 24 a 25

Y [m] – délka ramena, (1.1) ve vztahu k obr. 11, str. 24 a 25

V_s [m³] – geometrický objem lopaty, ve vztahu k obr. 12, str. 25

V_r [m³] – jmenovitý objem lopaty, objem při navršení, ve vztahu k obr. 12, str. 25

α [°] – řezný úhel lopaty, ve vztahu k podkap. 1.2.2, str. 26 až 27

a [m] – rozchod kol nápravy

R_s [m] – poloměr zatáčení ke středu náprav

$\Delta n \left[\frac{1}{s} \right]$ - vynucené difference otáček kol ve vztahu k (1.2), str. 30

$n_p \left[\frac{1}{s} \right]$ - referenční otáčky kol při jízdě dopředu, vztažené ke středu nápravy (rámů)

$v_p \left[\frac{m}{s} \right]$ - posuvná rychlost kol bez prokluzu (odpovídá obvodové rychlosti) při jízdě dopředu v přímém směru, ve vztahu k (1.3) a (1.4), str. 30

$r_k [m]$ – výpočtový poloměr kola

$\omega_p \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost při jízdě dopředu v přímém směru, vztažená ke středu nápravy, ve vztahu k (1.3), (1.4), str. 30

$v_v \left[\frac{m}{s} \right]$ - obvodová rychlost kola při zatačení, vztažená ke středu nápravy

$\omega_v \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost kola při zatačení, vztažená ke středu nápravy, ve vztahu k (1.5) a (1.6), str. 31

$n_v \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky kol při zatačení, vztažené ke středu nápravy, ve vztahu k (1.5) a (1.6), str. 31

$\omega_{p1} \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost předního pravého vnějšího kola, ve vztahu k (1.10), str. 32

$\omega_{z1} \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost zadního pravého vnějšího kola, ve vztahu (1.10), str. 32

$\Delta \omega \left[\frac{rad}{s} \right]$ - vynucená difference úhlové rychlosti, ve vztahu k (1.10), str. 32

$n_{p1} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky předního pravého vnějšího kola, ve vztahu k (1.11), str. 32

$n_{z1} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky zadního pravého vnějšího kola ve vztahu (1.11), str. 32

$\Delta n \left[\frac{1}{s} \right]$ - vynucená difference otáček

$n_{p2} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky předního levého vnitřního kola, ve vztahu k (1.13), str. 33

$n_{z2} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky zadního levého vnitřního kola, ve vztahu k (1.13), str. 33

$\gamma [^\circ]$ - úhel zatáčení, svírající osy předních a zadních kol, obr. 19, str. 31

$\varphi [^\circ]$ - úhel zatáčení, svírající osa předních nebo zadních kol a spojnice osy čepů v místě spojení rámu a středu zatáčení, obr. 19, str. 31

$b[m]$ - rozvor náprav, obr. 19, str. 31

$Q_0 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok na výstupu hydrogenerátoru

$V_{0g} \left[\frac{m^3}{1} \right]$ - jmenovitý geometický objem vytlačované kapaliny hydrogenerátorem za 1 otáčku

$V_{0m} \left[\frac{m^3}{1} \right]$ - jmenovitý geometický objem protékající kapaliny hydromotorem za 1 otáčku

$n_0 \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky hydrogenerátoru ve vztahu k (1.18), str. 35

$\beta_{HG} [-]$ - řídicí parametr hydrogenerátoru

$\eta_{QHG} [-]$ - objemová účinnost hydrogenerátoru

$Q_{př} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok, pohánějící hydromotory kol na přední nápravě, ve vztahu k (1.19), str. 35;
obr. 20 str. 35

$Q_{zad} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok, pohánějící hydromotory kol na zadní nápravě, ve vztahu k (1.19), str. 35;
obr. 20 str. 35

$Q_{P1} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok hydromotorem předního pravého kola z hlediska řidiče při jízdě dopředu, ve vztahu k (1.20), str. 36; obr. 20, str. 35

$Q_{P2} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok hydromotorem předního levého kola z hlediska řidiče při jízdě dopředu, ve vztahu k (1.20), str. 36; obr. 20, str. 35

$Q_{Z1} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok hydromotorem zadního pravého kola z hlediska řidiče při jízdě dopředu, ve vztahu k (1.21), str. 36; obr. 20, str. 35

$Q_{Z2} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok hydromotorem zadního levého kola z hlediska řidiče při jízdě dopředu, ve vztahu k (1.20), str. 36; obr. 20, str. 35

M_0 [Nm] – zatěžující moment, ve vztahu k (1.29), str. 36

V_{0g} [m³] – jmenovitý geometrický objem hydrogenerátoru, ve vztahu k (1.29), str. 36

V_{0m} [m³] – jmenovitý geometrický objem hydromotoru, ve vztahu k (1.30), str. 37; (1.38), str. 39

p [Pa] – systémový tlak ve vztahu k (1.29), str. 36

η_{hmHG} [-] – hydromechanická účinnost hydrogenerátoru

M_{P1} [Nm] – moment na předním pravém kole

M_{P2} [Nm] – moment na předním levém kole

M_{Z1} [Nm] – moment na zadním pravém kole

M_{Z2} [Nm] – moment na zadním levém kole

F_A [N] – adhezní síla, působící na kolo

F_{Amin} [N] – adhezní síla na kole s nejhoršími adhezními vlastnostmi

F_H [N] – hnací síla, působící na kolo

F_{Hmax} [N] – největší hnací síla, působící na kolo

F_Z [N] – vnější zatěžovací síla

M_H [Nm] – hnací moment kole

M_{Hmax} [Nm] – největší hnací moment

G [N] – tíha

ψ [-] – koeficient adheze

F_{AP1} [N] – adhezní síla na předním pravém kole

G_{P1} [N] – tíha předního pravého kola

G_{P2} [N] – tíha předního levého kola

ψ_{p1} [-] – koeficient adheze na předním pravém kole

ψ_{p2} [-] – koeficient adheze na předním levém kole

r_d [m] – dynamický poloměr kola

$n_{PLEV} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky levého kola při jízdě dopředu

$n_{PPR} \left[\frac{1}{s} \right]$ - otáčky pravého kola při jízdě dopředu

$\omega_{PLEV} \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost levého kola při jízdě dopředu

$\omega_{PPR} \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost pravého kola při jízdě dopředu

$\omega_p \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost vztažená ke středu nápravy

$\omega_{dif} \left[\frac{rad}{s} \right]$ - úhlová rychlost klece diferenciálu

$v_{PLEV} \left[\frac{m}{s} \right]$ - obvodová rychlost levého kola bez prokluzu při jízdě dopředu

$v_{PPR} \left[\frac{m}{s} \right]$ - otáčky pravého kola bez prokluzu při jízdě dopředu

$v_p \left[\frac{m}{s} \right]$ - posuvná rychlost vztažená ke středu nápravy

M_{LEV} [Nm] – moment na levém kole

M_{PR} [Nm] – moment na pravém kole

M_{dif} [Nm] – moment klece diferenciálu

S [%] - svornost

β_{1HG} [-] – řídicí parametr hydrogenerátoru, obsluhujícího hydromotor v pravém zadním a v pravém předním kole

β_{2HG} [-] – řídicí parametr hydrogenerátoru, obsluhujícího hydromotor v levém zadním a v levém předním kole

p_1 [Pa] – systémový tlak v pravé větvi

p_2 [Pa] – systémový tlak v levé větvi

β_{1HGP} [-] – hodnota řídicího parametru hydrogenerátoru, obsluhujícího hydromotor v pravém zadním a pravém předním kole, při jízdě v přímém směru

β_{2HGP} [-] – hodnota řídicího parametru hydrogenerátoru, obsluhujícího hydromotor v levém zadním a levém předním kole, při jízdě v přímém směru

$\Delta\beta_{HG}$ [-] – změna parametru β_{1HG} vůči β_{1HGP} resp. β_{2HG} vůči β_{2HGP}

p_{1HGP} [-] – systémový tlak při jízdě dopředu ve větvi, kterou napájí pravý hydrogenerátor

p_{2HGP} [-] – systémový tlak při jízdě dopředu ve větvi, kterou napájí levý hydrogenerátor

i [-] – převod

$Q_1 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok na hydromotorech na pravé straně vozidla

$Q_{1P} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok na hydromotorech na pravé straně vozidla při jízdě v přímém směru

$Q_2 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok na hydromotorech na levé straně vozidla

$Q_{2P} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - průtok na hydromotorech na levé straně vozidla při jízdě v přímém směru

$\Delta Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - diferenční průtok

Oddíl 2 – Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly

V_{0m} [cm³] – jmenovitý objem hydromotoru, ve vztahu k tab. 1, str. 51

p [MPa, Pa, bar] – pracovní tlakový spád na hydromotoru

n_{max} - nejvyšší otáčky hydromotoru, ve vztahu k tab. 1, str. 51

η_c [-] – celková účinnost hydromotoru, ve vztahu k tab. 1, str. 51; tab. 3, str. 55

η_Q [-] – objemová účinnost

η_{hm} [-] – hydromechanická účinnost

$Q_{0m} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$ - jmenovitý průtok hydromotorem na otáčku, ve vztahu k tab. 2, str. 52

$Q_{mmin} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$ - minimální průtok hydromotorem na otáčku, ve vztahu k tab. 2, str. 52

$n_{nom} \left[\frac{1}{min} \right]$ - jmenovité výstupní otáčky při jmenovitém geometrickém objemu, ve vztahu k tab. 2, str. 52; tab. 4, str. 58

$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$ - největší výstupní otáčky, ve vztahu k tab. 1, str. 51, tab. 2, str. 52; tab. 4, str. 58

$Q_v \left[\frac{1}{min} \right]$ - výstupní průtok, ve vztahu k tab. 2, str. 52

M [Nm] – výstupní, moment na hřídeli hydromotoru, ve vztahu k tab. 2, str. 52

J_{GR} [kgm²] – moment setrvačnosti rotační skupiny, ve vztahu k tab. 2, str. 52

$\alpha_{max} \left[\frac{rad}{s^2} \right]$ - největší úhlové zrychlení hydromotoru, ve vztahu k tab. 2, str. 52

m [kg] – hmotnost

$\nu \left[\frac{mm^2}{s} \right]$ - kinematická viskozita

$V_{0m} \left[\frac{mm^2}{s} \right]$ - průtok hydromotorem na otáčku, ve vztahu k tab. 4, str. 58

$M_s \left[\frac{Nm}{bar} \right]$ - měrný moment hydromotoru na 1 bar jmenovitého tlakového spadu, ve vztahu k tab. 4, str. 58

M_{max} [Nm] – maximální výstupní moment, ve vztahu k tab. 4, str. 58

P_{max} [kW] – maximální stálý výkon, ve vztahu k tab. 4, str. 58

i_{KR} [-] – celkový převod kolového reduktoru

Oddíl 3 – Použití rychloběžných a pomaluběžných hydromotorů v hydrostatických pohonech s hydrokoly

$m_{\Sigma k p \dot{r}}$ [kg] – hmotnost, připadající na přední kola

$m_{\Sigma k z a d}$ [kg] – hmotnost, připadající na zadní kola

$m_{c e l}$ [kg] – celková hmotnost mobilního stroje

G_k [N] – tíha, připadající na kolo

$G_{c e l}$ [N] – celková tíha stroje

R_k [N] – nomálová reakce, vyrovnávající účinek zatížení kola

$F_{a d h}$ [N] – adhezní síla, reakce podloží na hnací moment kola

F_t [N] – čistá tažná síla jednoho kola, reakce rámu stroje na hnací moment

$F_{\Sigma t}$ [N] – celková tažná síla všech kol

M_f [Nm] – moment valivého odporu

O_f [N] – odpor proti odvalování kola

$O_{v z}$ [N] – odpor vzduchu

O_s [N] – odpor setrvačnosti

O_{α} [N] – odpor stoupání

O_p [N] – odpor proti pojezdu mobilního stroje

α [°] – sklon vozovky

c_x [-] – součinitel odporu vzduchu

S_x [-] – čelní plocha mobilního stroje

$v_{c e l k} \left[\frac{m}{s} \right]$ – výsledná rychlost stroje závislá na směru a velikosti rychlosti větru

$v \left[\frac{m}{s} \right]$ – posuvná rychlost stroje

$v_p \left[\frac{m}{s} \right]$ – posuvná rychlost stroje

$m_{p r}$ [kg] – hmotnost rotujících a posuvných hmot

$a \left[\frac{m}{s^2} \right]$ – zrychlení

$g \left[\frac{m}{s^2} \right]$ – normální tíhové zrychlení

$\zeta [-]$ – součinitel vlivu rotačních hmot

$r [m]$ – výpočtový poloměr kola

$r_d [m]$ – dynamický poloměr kola

$\xi [m]$ – rameno valivého odporu

$D [-]$ – dynamický součinitel

$\theta [-]$ – součinitel odporu vozovky

$G_{kpr} [N]$ – tíhové zatížení předního kola

$G_{kzad} [N]$ – tíhové zatížení zadního kola

$G_{\Sigma kpr} [N]$ – tíhové zatížení předních kol

$G_{\Sigma kzad} [N]$ – tíhové zatížení zadních kol

$R_{kpr} [N]$ – normálová reakce na předním kole

$R_{kzad} [N]$ – normálová reakce na zadním kole

$R_{\Sigma kpr} [N]$ – normálová reakce na předních kolech

$R_{\Sigma kzad} [N]$ – normálová reakce na zadních kolech

$O_{\alpha kpr} [N]$ – odpor stoupání na předním kole

$O_{\alpha kzad} [N]$ – odpor stoupání na zadním kole

$O_{fkpr} [N]$ – odpor valení na předním kole

$O_{fkzad} [N]$ – odpor valení na zadním kole

$F_{adhkpr} [N]$ – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad} [N]$ – adhezní síla na zadním kole

$F_{tkpr} [N]$ – čistá tažná síla na předním kole

$F_{tkzad} [N]$ – čistá tažná síla na zadním kole

$F_{\Sigma t} [N]$ – celková tažná síla na všech kolech

M_{hkpf} [Nm] – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na předním kole

M_{hkzad} [Nm] – hnací moment při vyvinutí maximální tažné síly na zadním kole

$M_{\Sigma h}$ [Nm] – celkový maximální hnací moment všech kol

m_Q [kg] – hmotnost převáženého materiálu

G_Q [N] – tíha převáženého materiálu

Oddíl 4 – Hnací ústroji

β_{1HG} [-] – hydrogenerátor zásobující hydromotory na pravé straně

β_{2HG} [-] – hydrogenerátor zásobující hydromotory na levé straně

$n_{p1} \left[\frac{1}{s} \right]$ – otáčky hydromotoru pravého předního kola

$n_{z1} \left[\frac{1}{s} \right]$ – otáčky hydromotoru pravého předního kola

$n_{p2} \left[\frac{1}{s} \right]$ – otáčky hydromotoru levého předního kola

$n_{z2} \left[\frac{1}{s} \right]$ – otáčky hydromotoru levého předního kola

p_1 [Pa] – systémový tlak pravé strany z hlediska podélného rozdělení vozidla

p_2 [Pa] – systémový tlak levé strany z hlediska podélného rozdělení vozidla

$V_{om} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$ – jmenovitý průtok hydromotorem na otáčku, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$V_{mmin} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$ – minimální průtok hydromotorem na otáčku, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$n_{nom} \left[\frac{1}{min} \right]$ – jmenovité výstupní otáčky hydromotoru, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$n_{max} \left[\frac{1}{min} \right]$ – největší výstupní otáčky při nejmenším geometrickém objemu hydromotoru, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$Q_v \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ – teoretický výstupní průtok, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$M [Nm]$ – teoretický výstupní moment na hřídeli hydromotoru, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$J_{GR} [kgm^2]$ – jmenovité výstupní otáčky hydromotoru, ve vztahu k tab. 23, str. 88 - 89

$m [kg]$ – hmotnost

$\alpha_{max} \left[\frac{rad}{s^2} \right]$ – největší úhlové zrychlení

$\nu \left[\frac{mm^2}{s} \right]$ – kinematická viskozita

$\beta_{20} [-]$ – koeficient absolutní filtrace

$p_{nom} [Pa, bar]$ – jmenovitý pracovní tlak

$\Delta p [Pa, bar]$ – tlakový spád

$M_{HMmax} [Nm]$ – maximální výstupní moment na hydromotoru, ve vztahu k tab. 24, str. 84

$M_{KRmax} [Nm]$ – maximální moment na výstupu, ve vztahu tab. 24, str. 90

$i_{KR} [-]$ – celkový převod v kolovém reduktoru

$\eta_m [-]$ – mechanická účinnost

$\eta_{hm} [-]$ – hydromechanická účinnost

$V_{0g} \left[\frac{cm^3}{1} \right]$ – jmenovitý průtok hydrogenerátoru na otáčku, ve vztahu k tab. 25, str. 91 – 92

$P [kW]$ – výkon hydrogenerátoru – tab. 25, str. 91 – 92

$Q_v \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ – výstupní průtok – tab. 25, str. 91 – 92

$\eta_x [-, \%]$ – filtrační účinnost

$\beta_{20} [-, \%]$ – filtrační koeficient, viz str. 92 – 93

$\beta_x [-, \%]$ – filtrační koeficient, viz str. 92 – 93

$\beta_{HM} [-]$ – řídicí parametr hydromotoru

$\beta_{HMmax}[-]$ – maximální hodnota řídicího parametru hydromotoru
 $\beta_{HMmin}[-]$ – minimální hodnota řídicího parametru hydromotoru
 I [mA] – elektrický proud
 $\beta_{HG}[-]$ – řídicí parametr hydrogenerátoru
 $\beta_{HGmax}[-]$ – maximální hodnota řídicího parametru hydrogenerátoru
 $\beta_{HGmin}[-]$ – minimální hodnota řídicího parametru hydrogenerátoru
 U_{nom} [V] – jmenovité napětí, viz tab. 28, str. 97
 U_{sn} [V] – pracovní napětí snímače, viz tab. 28, str. 97
 f_z [kHz] – frekvence otáčení zubů, viz tab. 28, str. 97
 f_{vys} [kHz] – frekvence výstupního signálu, viz tab. 28, str. 91
 U_b [V] – napájecí napětí, viz tab. 29, str. 97
 U_a [V] – výstupní napětí, viz tab. 29, str. 97
 I_{vs} [mA] – vstupní elektrický proud, viz tab. 29, str. 97
 ΔK_a [-] – axiální vychýlení spojovaných součástí
 ΔK_r [-] – nesouosost
 ΔK_w [-] – vyosení
 M_N [Nm] – jmenovitý moment na zubové spojce při stacionárním zatížení, viz tab. 30, str. 100
 M_{KN} [Nm] – jmenovitý moment na zubové spojce přenášen v celém rychlostním rozsahu, viz tab. 30, str. 100
 M_{Kmax} [Nm] – maximální moment přenášený zubovou spojkou, viz tab. 30, str. 100
 M_s [Nm] – špičkový moment na zubové spojce, viz tab. 30, str. 100
 P_{kmax} [kW] – maximální příkon spojky, tab. 31, str. 101
 S_t [-] – teplotní faktor
 S_z [-] – faktor startovní frekvence
 m_n [mm] – normálový modul
 z_x [-] – počet zubů příslušného ozubeného kola

d [mm] – průměr roztečné kružnice

d_a [mm] – průměr hlavové kružnice

d_f [mm] – průměr patní kružnice

d_b [mm] – průměr patní kružnice

b_w [mm] – pracovní šířka kola

b [mm] – šířka kola

i [-] – převodový poměr

α [°] – úhel záběru

α_n [°] – úhel záběru

β [°] – úhel sklonu zubů

m_t [mm] - čelní modul

α_t [rad] – čelní záběrový úhel

a [mm] – mezosová vzdálenost

ψ_d [-] – tab. 32, 33, 34, 35

ψ_m [-] – tab. 32, 33, 34, 35

$n_n \left[\frac{1}{\min} \right]$ - jmenovité otáčky, viz tab. 36, str. 111

$n_{\max} \left[\frac{1}{\min} \right]$ - maximální otáčky, viz tab. 36, str. 111

$n_{\min} \left[\frac{1}{\min} \right]$ - minimální otáčky, viz tab. 36, str. 111

$p_{1\max}$ [bar] - maximální tlak na vstupu, viz tab. 36, str. 111

$p_{1\min}$ [bar] - minimální tlak na vstupu, viz tab. 36, str. 111

p_{2n} [bar] - jmenovitý tlak na výstupu, viz tab. 36, str. 111

$p_{2\max}$ [bar] - maximální tlak na výstupu, viz tab. 36, str. 111

$Q_n \left[\frac{dm^3}{\min} \right]$ - jmenovitý výstupní průtok, viz tab. 36, str. 111

$Q_{\max} \left[\frac{dm^3}{\min} \right]$ - maximální průtok, viz tab. 36, str. 111

$P_n \left[\frac{dm^3}{\min} \right]$ - jmenovitý příkon, viz tab. 36, str. 111

$P_{\max} \left[\frac{dm^3}{\min} \right]$ - maximální příkon, viz tab. 36, str. 111

$\eta_Q [-]$ – objemová účinnost

$\eta_{hm} [-]$ – hydromechanická účinnost

$\eta_c [-]$ – objemová účinnost

$P_{\text{eff}} [\text{kW}]$ – maximální užitečný výkon spalovacího motoru, viz tab. 37, str. 113

$\eta_{\text{HGcelk}} [-]$ – celková účinnost hydrogenerátoru, viz tab. 37, str. 113

$\eta_m [-]$ – mechanická účinnost, viz tab. 37, str. 113

$P_{\text{HGmax}} [\text{kW}]$ – maximální příkon hydrogenerátoru, tab. 37, str. 113

$Q_{\text{HG}} \left[\frac{dm^3}{\min} \right]$ - průtok hydrogenerátorem, viz tab. 37, str. 113

$Z_M [MPa^{-0,5}]$ – součinitel materiálu, viz tab. 38, str. 114 - 116

$Z_H [MPa^{-0,5}]$ – součinitel tvaru zubu, viz tab. 38, str. 114 - 116

$Z_\epsilon [MPa^{-0,5}]$ – součinitel zohledňující tvar zubů, viz tab. 38, str. 114 - 116

$D_1 [-]$ – viz tab. 38, str. 114 – 116

$D_2 [-]$ – viz tab. 38, str. 114 – 116

$\text{tg}\alpha_{E1} [\text{rad}]$ - viz tab. 38, str. 114 – 116

$\text{tg}\alpha_{A1} [\text{rad}]$ - viz tab. 38, str. 114 – 116

$\text{tg}\alpha_{A2} [\text{rad}]$ - viz tab. 38, str. 114 – 116

$\text{tg}\alpha_{tw} [\text{rad}]$ - viz tab. 38, str. 114 – 116

$\epsilon_\alpha [\text{rad}]$ – součinitel záběru profilu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_A [-]$ – součinitel, zohledňující rázovitost v dodávce a odběru energie, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_V [-]$ – součinitel rychlosti, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_{H\beta} [-]$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů, viz tab. 38, str. 114 – 116

$f_{pb} [-]$ – mezní úchylka základní rozteče, viz tab. 38, str. 114 - 116

$f_{pbe} [-]$ – ve vztahu k f_{pb} , viz tab. 38, str. 114 – 116

$q_L [-]$ – viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_{F\beta} [-]$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_F [-]$ – součinitel přídavných sil, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_P [-]$ – ve vztahu ke K_V , viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_Q [-]$ – ve vztahu ke K_V , viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_\epsilon [-]$ – součinitel záběru profilu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_F [-]$ – viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_\beta [-]$ – viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_S [-]$ – součinitel vrubu v oblasti paty zubu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_R [-]$ – součinitel drsnosti v oblasti paty zubu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$Y_N [-]$ – součinitel počtu zátěžových cyklů, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_{FX} [-]$ – součinitel vlivu velikosti zubu při určování časované pevnosti v ohybu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_{HX} [-]$ – součinitel vlivu velikosti zubu při určování časované pevnosti v dotyku, viz tab. 38, str. 114 – 116

$S_F [-]$ – skutečná bezpečnost při určování časované pevnosti v ohybu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$S_{Fmin} [-]$ – minimální součinitel bezpečnosti při unavovém lomu při určování časované pevnosti v ohybu, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_H [-]$ – součinitel přídavných sil, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_{H\alpha} [-]$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů při určování časované pevnosti v dotyku, viz tab. 38, str. 114 – 116

$K_L [-]$ – součinitel maziva, tab. 38, str. 114 – 116

$Z_V [-]$ – součinitel obvodové rychlosti, tab. 38, str. 114 – 116

S_H [-] – skutečná bezpečnost při určování časované pevnosti v dotyku, viz tab. 38, str. 114 – 116

S_{Hmin} [-] – minimální součinitel bezpečnosti při určování časované pevnosti v dotyku, viz tab. 38, str. 114 – 116

Z_N [-] – součinitel počtu zátěžových cyklů, viz tab. 38, str. 114 – 116

ε_β [-] – součinitel záběru kroku

P [kW] – výkon přenášený na soukolí, viz tab. 38, str. 114 – 116

F_t [kW] – jmenovitá obvodová síla, viz tab. 38, str. 114 – 116

M_k [Nm] – moment na ozubeném kole

σ_H [MPa] – srovnávací kontaktní napětí, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_{Hlim} [MPa] – časovaná pevnost v dotyku, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_{Fn} [MPa] – jmenovité napětí v ohybu, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_F [MPa] – srovnávací ohybové napětí, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_{FP} [MPa] – přípustné ohybové napětí, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_{Flim} [MPa] – časovaná pevnost v ohybu, viz tab. 38, str. 114 – 116

σ_{tmax} [MPa] – maximální napětí v tlaku

τ_{max} [MPa] – maximální napětí ve smyku

M_k [Nm, Nmm] – kroutící moment na ozubeném kole

d [m, mm] – průměr hřídele v místě spojení

b [m, mm] – šířka pera

h [m, mm] – výška pera

l [m, mm] – délka pera

l_p [m, mm] – pracovní délka pera

M_{SMmax} [Nm] – maximální kroutící moment klikového hřídele spalovacího motoru

P_{Mmax} [kW] – výkon při maximálním momentu na klikovém hřídeli spalovacího motoru

P_1 [kW] – výkon přenášený na centrální hřídel

P_2 [kW] – příkon odebíraný hydrogenerátorem A4VG

P_3 [kW] – příkon odebíraný hydrogenerátorem A4VG
 P_5 [kW] – příkon odebíraný dvojitým hydrogenerátorem
 P_6 [kW] – příkon odebíraný zubovým hydrogenerátorem QLS-82
 M_{k1} [Nm] – maximální kroutící moment na centrálním hřídeli (hřídeli č. 1)
 M_{k2} [Nm] – maximální kroutící moment na ozubeném kole č. 2
 M_{k3} [Nm] – maximální kroutící moment na ozubeném kole č. 3
 $M_{\Sigma k2,3}$ [Nm] – suma maximálních momentů na ozubených kolech č. 2 a č. 3
 M_{k4} [Nm] – maximální kroutící moment na ozubeném kole č. 4
 M_{k5} [Nm] – maximální kroutící moment na ozubeném kole č. 5
 M_{k6} [Nm] – maximální kroutící moment na ozubeném kole č. 6
 σ_D [MPa] – nejvyšší dovolené napětí v tlaku
 σ_{lim} [MPa] – nejvyšší přípustné (limitní) napětí v tlaku
 k_D [-] – součinitel bezpečnosti
 τ_D [MPa] – nejvyšší dovolené napětí ve smyku
 τ_{lim} [MPa] – nejvyšší přípustné (limitní) napětí ve smyku
 p_n [MPa] – nastavený jmenovitý tlak na tlakových ventilech – viz tab. 46, str. 129
 D_p [mm] – průměr pístu, viz tab. 46, str. 129
 D_t [mm] – průměr tyče, viz tab. 46, str. 129
 F_1 [kN] – síla při vysouvání, viz tab. 46, str. 129
 F_3 [kN] – síla při zasouvání, viz tab. 46, str. 129
 z [mm] – zdvih, viz tab. 46, str. 129
 l_{max} [mm] – maximální vzdálenost ok, viz tab. 47, str. 129
 l_{min} [mm] – minimální vzdálenost ok, viz tab. 47, str. 129
 $l_{stř}$ [mm] – základní poloha válců řízení, viz tab. 47, str. 129
 M_{SM} [Nm] – kroutící moment vyvíjený na klikovém hřídeli spalovacího motoru
 P_{SM} [kW] – výkon na klikovém hřídeli spalovacího motoru

$Q_{HGmax} \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ - maximální průtok hydrogenerátorem A4VG

η_{QHG} [-] – objemová účinnost hydrogenerátoru

i_{xx} [-] – převod ozubeného soukolí

$Q_{HM} \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ - průtok hydromotorem

$Q_{HMmax} \left[\frac{dm^3}{min} \right]$ - maximální průtok hydromotorem

$v_{kmax} \left[\frac{m}{s} \right]$ - maximální obvodová rychlost na výstupním hřídeli hydromotoru

$\omega_{kmax} \left[\frac{m}{s} \right]$ - maximální úhlová rychlost na výstupním hřídeli hydromotoru

$n_{HMmax} \left[\frac{1}{min} \right]$ - maximální otáčky na výstupním hřídeli hydromotoru

r_k [m] – výpočtový poloměr kola mobilního stroje

η_{QHM} [-] – objemová účinnost hydromotoru

i_{KR} [-] – celkový převod v kolovém reduktoru

P_{HGmax} [kW] – maximální výkon hydrogenerátoru

P_{HM} [kW] – výkon hydromotoru

P_{HMmax} [kW] – maximální výkon hydromotoru

M_k [Nm] – moment na kole

η_{KR} [-] – účinnost kolového reduktoru

η_{RW} [-] – deformační účinnost při odvalování kola (pneumatiky)

Oddíl 5 – Stabilita vozidla

$V_{\text{kap}} [\text{dm}^3, \text{m}^3]$ – objem oleje v nádržce na olej

$Q_{\text{HGmax}} \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$ - maximální průtok hydrogenerátorem

$V_{\text{kap}} [\text{dm}^3, \text{m}^3]$ – objem nádržky

$V_{0g} \left[\frac{\text{cm}^3}{1} \right]$ - průtok hydrogenerátorem na otáčku

$n_i \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$ - otáčky vstupního hřídele hydrogenerátoru

$n_{1\text{max}} \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$ - maximální otáčky vstupního hřídele hydrogenerátoru

$\eta_Q [-]$ – objemová účinnost

$i [-]$ – převod

$m_{\text{kap}} [\text{kg}]$ – hmotnost kapaliny v nádrži

$m_{\text{nad}} [\text{kg}]$ – celková hmotnost plné nádrže

$Q [\text{N}]$ – maximální dovolená nosnost lopaty

$Q_{\text{Nstab}} [\text{N}]$ – maximální nosnost lopaty na mezi klopné stability, tab. 54, str. 139 – 140;

$G_{\text{Nstab}} [\text{N}]$ – tíha nákladu na mezi klopné stability

$m_{\Sigma\text{kpř}} [\text{kg}]$ – celková hmotnost, připadající na přední kola

$m_{\Sigma\text{kzad}} [\text{kg}]$ – celková hmotnost, připadající na zadní kola

$G_{\Sigma\text{kpř}} [\text{N}]$ – celková tíha, připadající na přední kola

$G_{\Sigma\text{kzad}} [\text{N}]$ – celková tíha, připadající na zadní kola

$G_{\text{voz}} [\text{N}]$ – celková tíha, připadající na přední a zadní kola

$R_{\Sigma\text{kpř}} [\text{N}]$ – celková normálová reakce předních kol

$R_{\Sigma\text{kzad}} [\text{N}]$ – celková tíha, připadající zadních kol

$p_n [\text{MPa}]$ – jmenovitý tlak nastavený na tlakových ventilech, tab. 56, str. 140

$\eta_{\text{hm}} [-]$ – hydromechanická účinnost

D_p [mm] – průměr pístu, tab. 56, str. 140

D_t [mm] – průměr tyče, tab. 56, str. 140

S_1 [mm²] – plocha pístu, viz obr. 64, str. 124

S_3 [mm²] – plocha pístu, viz obr. 64, str. 124

F_1 [N,kN] – maximální síla při vysouvání, viz obr. 64, str. 130

F_3 [N,kN] – maximální síla při zasouvání, viz obr. 64, str. 130

z [mm] – zdvih

M_{F1} [Nm] – moment, vzniklý působením pístnice přímočarých hydromotorů zdvihu výložníku na rameni f_1 , viz obr. 68, str. 139

M_Q [Nm] – klopný moment, vzniklý působením tíhy nákladu na rameni q , viz obr. 68, str. 139

b [mm] – vzdálenost osy předního kola od osy čepu uložení, viz tab. 54, obr. 68, str. 139

c [mm] – rozvor os kol, viz tab. 54, obr. 68, str. 139

q [mm] – vzdálenost osy čepu uložení ramen výložníku od těžiště nákladu, viz tab. 54, obr. 68, str. 139

f_1 [mm] – vzdálenost osy válce zdvihu ramen výložníku od osy čepu uložení ramen výložníku, viz tab. 54, obr. 68, str. 139

F_{2max} [kN] – největší síla, vyvíjená v hydromotoru určeného k převrácení lopaty – tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

F_{Vmax} [kN] – největší vylmovací síla – tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

F_{Gmax} [kN] – největší síla, kterou působí tyč na lopatu – tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

F_{Emax} [kN] – největší síla, kterou působí páka výložníkového mechanismu na tyč, spojující páku a lopatu, při otáčení – tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

v [mm] – viz tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

e [mm] – viz tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

k [mm] – viz tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

m [mm] – viz tab. 57, str. 143; obr. 69, str. 142

Oddíl 6 – Pevnostní analýza obou rámů, zadní nápravy a kontrola ložisek uložení zadního rámu v zadní nápravě

$F_{\Sigma k_{\text{zad}}}$ [Nm] – celková tažná síla na zadních kolech

σ_e [MPa] – ekvivalentní napětí

σ [MPa] – normálové napětí

τ [MPa] – smykové napětí

τ_{kl} [MPa] – mezní smykové napětí

R_e [MPa] – mez kluzu v tahu

k [-] – celkový koeficient bezpečnosti

k_{σ} [-] – dílčí koeficient bezpečnosti při působení pouze normálového napětí v kritickém průřezu

k_{τ} [-] – dílčí koeficient bezpečnosti při působení pouze smykového napětí v kritickém průřezu

$k_{\sigma \min}$ [-] – minimální hodnota k_{σ}

$k_{\tau \min}$ [-] – minimální hodnota k_{τ}

s_{\max} [mm] – maximální hodnota posuvů

s_{\min} [mm] – minimální hodnota posuvů

F_1 [N] – největší síla, kterou působí pístnice jednoho přímočarého hydromotoru při zdvihu výložníku; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

$F_{\Sigma 1}$ [N] – největší celková síla, kterou působí obě pístnice přímočarých hydromotorů při zdvihu ramen výložníku; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

F_A [N] – největší celková síla, působící v bodě A; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

F_D [N] – síla, působící v bodě D, tj. v bodě uložení ramen výložníkového mechanismu; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

$F_{\Sigma D}$ [N] – celková síla, působící v obou bodech uložení ramen výložníkového mechanismu; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

R_A [N] – reakce v bodě A, viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

R_{r1} [N] – největší složka vodorovného rypného odpor; viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

V [N] – výslednice hrizotálních doporů při najíždění do materiálu (má stejný smysl a velikost jako R_{r1}); viz obr. 77, str. 150 a obr. 78, str. 151

F_a [N] – axiální síla, působící v ložisku

F_r [N] – radiální síla, působící v ložisku

C_0 [N] – statická únosnost ložiska

P_0 [N] – ekvivalentní zatížení ložiska

X_0 [N] – viz pododdíl 6.2 Kontrola únosnosti ložiska

Y_0 [N] – viz pododdíl 6.2 Kontrola únosnosti ložiska

s_{0min} [-] – minimální koeficient bezpečnosti

s_{0Nstab} [-] – koeficient bezpečnosti ložiska při namáhání tíhou nákladu na mezi stability

s_{0D} [-] – minimální dovolený koeficient bezpečnosti

Q_{Nstab} [N] – tíha nákladu na mezi stability

Přílohy

Příloha 1

Příloha 1 – Tabulka 1

	rovina, prázdná lopata																
	asfalt, dlažba, beton																
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	30111,795	34678,350	645,253	743,108	29466,542	33935,243	126803,570	22954,436	26435,554	98779,981
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	19357,583	22293,225	731,286	842,189	18626,296	21451,037	80154,665	14509,885	16710,357	62440,484
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	12905,055	14862,150	860,337	990,810	12044,718	13871,340	51832,116	9382,835	10805,774	40377,218
	šterkovité vozovky																
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	32262,638	37155,375	860,337	990,810	31402,301	36164,565	135133,731	24462,392	28172,196	105269,176
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	21508,425	24770,250	1075,421	1238,513	20433,004	23531,738	87929,483	15917,310	18331,224	68497,067
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	17206,740	19816,200	1290,506	1486,215	15916,235	18329,985	68492,439	12398,747	14279,058	53355,610
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	25810,110	29724,300	1290,506	1486,215	24519,605	28238,085	105515,379	19100,772	21997,468	82196,480
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	23659,268	27247,275	1720,674	1981,620	21938,594	25265,655	94408,497	17090,164	19681,945	73544,219
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	21508,425	24770,250	1935,758	2229,323	19572,667	22540,928	84227,189	15247,107	17559,383	65612,980

Příloha 1 – Tabulka 2

	rovina, plně navršená lopata V= 3,1 m³																	
	asfalt, dlažba, beton																	
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	Q[kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	66718,470	20040,608	1429,682	429,442	65288,789	19611,166	169799,910	50859,966	15277,099	132274,130
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	42890,445	12883,248	1620,306	486,700	41270,139	12396,548	107333,374	32149,439	9656,911	83612,698
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	28593,630	8588,832	1906,242	572,589	26687,388	8016,243	69407,262	20789,475	6244,653	54068,257
	šterkovité vozovky																	
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	Q[kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	71484,075	21472,080	1906,242	572,589	69577,833	20899,491	180954,648	54201,132	16280,704	140963,671
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	47656,050	14314,720	2382,803	715,736	45273,248	13598,984	117744,463	35267,860	10593,609	91722,937
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	38124,840	11451,776	2859,363	858,883	35265,477	10592,893	91716,740	27471,807	8251,863	71447,340
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																	
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	Q[kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	57187,260	17177,664	2859,363	858,883	54327,897	16318,781	141293,356	42321,432	12712,330	110067,524
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	52421,655	15746,192	3812,484	1145,178	48609,171	14601,014	126420,371	37866,544	11374,190	98481,469
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	47656,050	14314,720	4289,045	1288,325	43367,006	13026,395	112786,801	33782,897	10147,562	87860,918

Příloha 1 – Tabulka 3

	svah, prázdná lopata																			
	α=5°																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	29997,211	34546,388	642,797	740,280	3749,166	4317,739	25605,248	29488,370	110187,234	19946,488	22971,440	85835,856
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	19283,921	22208,393	728,504	838,984	3749,166	4317,739	14806,252	17051,670	63715,843	11534,070	13283,251	49634,642
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	12855,947	14805,595	857,063	987,040	3749,166	4317,739	8249,719	9500,816	35501,070	6426,531	7401,136	27655,334
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	32139,868	37013,988	857,063	987,040	3749,166	4317,739	27533,640	31709,209	118485,697	21448,705	24701,474	92300,358
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	21426,579	24675,992	1071,329	1233,800	3749,166	4317,739	16606,084	19124,453	71461,075	12936,140	14897,949	55668,178
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	17141,263	19740,793	1285,595	1480,560	3749,166	4317,739	12106,503	13942,495	52097,995	9430,966	10861,203	40584,338
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	25711,895	29611,190	1285,595	1480,560	3749,166	4317,739	20677,134	23812,891	88980,052	16107,488	18550,242	69315,460
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	23569,237	27143,591	1714,126	1974,079	3749,166	4317,739	18105,945	20851,772	77915,435	14104,531	16243,531	60696,124
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,087	42853,158	49351,983	21426,579	24675,992	1928,392	2220,839	3749,166	4317,739	15749,021	18137,413	67772,869	12268,488	14129,045	52795,065

Příloha 1 – Tabulka 4

	svah, prázdná lopata																			
	α=10°																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	29654,329	34151,508	635,450	731,818	7469,798	8602,618	21549,082	24817,072	92732,308	16786,735	19332,499	72238,468
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	19063,497	21954,541	720,177	829,394	7469,798	8602,618	10873,523	12522,530	46792,105	8470,475	9755,050	36451,050
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	12708,998	14636,361	847,267	975,757	7469,798	8602,618	4391,934	5057,986	18899,839	3421,317	3940,171	14722,975
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	31772,496	36590,901	847,267	975,757	7469,798	8602,618	23455,431	27012,526	100935,916	18271,781	21042,758	78629,078
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	21181,664	24393,934	1059,083	1219,697	7469,798	8602,618	12652,783	14571,620	54448,806	9856,518	11351,292	42415,620
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	16945,331	19515,147	1270,900	1463,636	7469,798	8602,618	8204,634	9448,894	35307,055	6391,410	7360,688	27504,196
	kamenité cesty, ztuhlá zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	25417,996	29272,721	1270,900	1463,636	7469,798	8602,618	16677,299	19206,467	71767,533	12991,616	14961,838	55906,908
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	23299,830	26833,328	1694,533	1951,515	7469,798	8602,618	14135,499	16279,195	60829,389	11011,554	12681,493	47386,094
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,175	42363,327	48787,868	21181,664	24393,934	1906,350	2195,454	7469,798	8602,618	11805,516	13595,863	50802,758	9196,497	10591,177	39575,348

Příloha 1 – Tabulka 5

	svah, prázdná lopata																			
	α=15°																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	29085,760	33496,714	623,266	717,787	11133,580	12822,025	17328,914	19956,902	74571,633	13499,224	15546,427	58091,302
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	18697,989	21533,602	706,368	813,492	11133,580	12822,025	6858,040	7898,085	29512,251	5342,413	6152,608	22990,044
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	12465,326	14355,735	831,022	957,049	11133,580	12822,025	500,724	576,661	2154,770	390,064	449,219	1678,566
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	31163,315	35889,336	831,022	957,049	11133,580	12822,025	19198,713	22110,262	82617,951	14955,797	17223,894	64359,384
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	20775,543	23926,224	1038,777	1196,311	11133,580	12822,025	8603,186	9907,888	37022,148	6701,882	7718,245	28840,253
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	16620,435	19140,979	1246,533	1435,573	11133,580	12822,025	4240,322	4883,381	18247,406	3303,211	3804,154	14214,729
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	24930,652	28711,469	1246,533	1435,573	11133,580	12822,025	12550,539	14453,871	54008,820	9776,870	11259,565	42072,871
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	22853,098	26318,847	1662,043	1914,098	11133,580	12822,025	10057,474	11582,724	43280,396	7834,772	9022,942	33715,428
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,262	41551,086	47852,448	20775,543	23926,224	1869,799	2153,360	11133,580	12822,025	7772,164	8950,839	33446,007	6054,516	6972,704	26054,439

Příloha 1 – Tabulka 6

	svah, prázdná lopata																			
	α=20°																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	28295,832	32586,990	606,339	698,293	14712,629	16943,849	12976,863	14944,848	55843,422	10108,976	11642,037	43502,026
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	18190,177	20948,779	687,184	791,398	14712,629	16943,849	2790,364	3213,532	12007,791	2173,693	2503,341	9354,069
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	12126,785	13965,853	808,452	931,057	14712,629	16943,849	-3394,297	-3909,053	-14606,699	-2644,157	-3045,152	-11378,619
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	30316,962	34914,632	808,452	931,057	14712,629	16943,849	14795,881	17039,726	63671,214	11525,991	13273,947	49599,875
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	20211,308	23276,421	1010,565	1163,821	14712,629	16943,849	4488,114	5168,751	19313,730	3496,241	4026,457	15045,395
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	16169,047	18621,137	1212,678	1396,585	14712,629	16943,849	243,739	280,703	1048,883	189,873	218,667	817,080
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{ΣL} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	24253,570	27931,705	1212,678	1396,585	14712,629	16943,849	8328,262	9591,271	35839,067	6487,716	7471,600	27918,633
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	22232,439	25604,063	1616,905	1862,114	14712,629	16943,849	5902,905	6798,101	25402,012	4598,363	5295,720	19788,167
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,349	40422,617	46552,842	20211,308	23276,421	1819,018	2094,878	14712,629	16943,849	3679,661	4237,694	15834,711	2866,456	3301,164	12335,240

Příloha 1 – Tabulka 7

	svah, prázdná lopata																			
	α=25°																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	27290,554	31429,259	584,798	673,484	18179,706	20936,720	8526,050	9819,055	36690,210	6641,793	7649,043	28581,673
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	17543,928	20204,523	662,771	763,282	18179,706	20936,720	-1298,549	-1495,479	-5588,056	-1011,570	-1164,978	-4353,095
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	11695,952	13469,682	779,730	897,979	18179,706	20936,720	-7263,485	-8365,017	-31257,002	-5658,255	-6516,348	-24349,205
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	29239,880	33674,206	779,730	897,979	18179,706	20936,720	10280,443	11839,507	44239,900	8008,465	9222,976	34462,882
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	19493,253	22449,470	974,663	1122,474	18179,706	20936,720	338,884	390,277	1458,322	263,991	304,026	1136,033
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	15594,602	17959,576	1169,595	1346,968	18179,706	20936,720	-3754,699	-4324,112	-16157,622	-2924,911	-3368,483	-12586,787
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	23391,904	26939,365	1169,595	1346,968	18179,706	20936,720	4042,602	4655,676	17396,557	3149,187	3626,772	13551,918
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	21442,578	24694,418	1559,460	1795,958	18179,706	20936,720	1703,412	1961,740	7330,303	1326,958	1528,195	5710,306
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,436	38986,506	44898,941	19493,253	22449,470	1754,393	2020,452	18179,706	20936,720	-440,846	-507,702	-1897,096	-343,419	-395,500	-1477,838

Příloha 1 – Tabulka 8

	svah, prázdná lopata																			
	$\alpha=30^\circ$																			
	asfalt, dlažba, beton																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	α [rad]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	O_{okpr} [N]	O_{okza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	26077,579	30032,332	558,805	643,550	21508,425	24770,250	4010,349	4618,532	17257,762	3124,062	3597,836	13443,797
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	16764,158	19306,499	633,313	729,357	21508,425	24770,250	-5377,579	-6193,107	-23141,374	-4189,134	-4824,431	-18027,130
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	11176,105	12870,999	745,074	858,067	21508,425	24770,250	-11077,393	-12757,317	-47669,421	-8629,289	-9937,950	-37134,479
	šterkovité vozovky																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	α [rad]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	O_{okpr} [N]	O_{okza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	27940,264	32177,499	745,074	858,067	21508,425	24770,250	5686,765	6549,182	24471,894	4429,990	5101,813	19063,605
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	18626,842	21451,666	931,342	1072,583	21508,425	24770,250	-3812,925	-4391,168	-16408,184	-2970,268	-3420,720	-12781,976
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	14901,474	17161,333	1117,611	1287,100	21508,425	24770,250	-7724,562	-8896,017	-33241,158	-6017,433	-6929,998	-25894,862
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																			
stav silnice	f[-]	ψ [-]	$m_{\Sigma kpr}$ [kg]	$m_{\Sigma kza}$ [kg]	r_d [m]	α [rad]	R_{kpr} [N]	R_{kza} [N]	F_{adhkpr} [N]	F_{adhkza} [N]	O_{fkpr} [N]	O_{fkza} [N]	O_{okpr} [N]	O_{okza} [N]	F_{tkpr} [N]	F_{tkza} [N]	$F_{\Sigma t}$ [N]	M_{hkpr} [Nm]	M_{hkza} [Nm]	$M_{\Sigma h}$ [Nm]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	22352,211	25741,999	1117,611	1287,100	21508,425	24770,250	-273,825	-315,351	-1178,351	-213,309	-245,658	-917,936
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	20489,527	23596,832	1490,147	1716,133	21508,425	24770,250	-2509,046	-2889,551	-10797,193	-1954,547	-2250,960	-8411,014
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,524	37253,685	42903,332	18626,842	21451,666	1676,416	1930,650	21508,425	24770,250	-4557,998	-5249,234	-19614,465	-3550,681	-4089,153	-15279,668

Příloha 1 – Tabulka 9

	svah, plně navršená lopata V=3,1 m³,hustota materiálu ρ=2064 kg/m³																										
	α=5°																										
	asfalt, dlažba, beton																										
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]					
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	64679,579	21988,758	1385,991	471,188	3749,166	4317,739	59544,423	17199,832	153488,508	46385,105	13398,669	119567,548					
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	41579,729	14135,630	1570,790	534,013	3749,166	4317,739	36259,774	9283,879	91087,305	28246,364	7232,141	70957,011					
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	27719,820	9423,754	1847,988	628,250	3749,166	4317,739	22122,666	4477,764	53200,861	17233,557	3488,178	41443,471					
	štěrkovité vozovky																										
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]					
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	69299,549	23559,384	1847,988	628,250	3749,166	4317,739	63702,396	18613,395	164631,580	49624,166	14499,834	128248,001					
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	46199,699	15706,256	2309,985	785,313	3749,166	4317,739	40140,549	10603,204	101487,506	31269,488	8259,896	79058,767					
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	36959,759	12565,005	2771,982	942,375	3749,166	4317,739	30438,612	7304,890	75487,005	23711,679	5690,510	58804,377					
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																										
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]					
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	55439,639	18847,507	2771,982	942,375	3749,166	4317,739	48918,4917	13587,39273	125011,7689	38107,50506	10584,57894	97384,168					
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	50819,669	17276,882	3695,976	1256,500	3749,166	4317,739	43374,528	11702,642	110154,340	33788,757	9116,358	85810,231					
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,087	6398,400	62768,304	92399,399	31412,512	46199,699	15706,256	4157,973	1413,563	3749,166	4317,739	38292,561	9974,954	96535,029	29829,905	7770,489	75200,788					

Příloha 1 – Tabulka 10

	svah, plně navršená lopata V=3,1 m³,hustota materiálu ρ=2064 kg/m³																									
	α=10°																									
	asfalt, dlažba, beton																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	62148,461	23529,219	1331,753	504,198	7469,798	8602,618	53346,910	14422,404	135538,629	41557,243	11235,053	105584,592				
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	39952,582	15125,927	1509,320	571,424	7469,798	8602,618	30973,464	5951,885	73850,700	24128,329	4636,519	57529,695				
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	26635,055	10083,951	1775,670	672,263	7469,798	8602,618	17389,587	809,070	36397,314	13546,488	630,266	28353,507				
	štěrkovité vozovky																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	66587,636	25209,878	1775,670	672,263	7469,798	8602,618	57342,168	15934,997	146554,331	44669,549	12413,363	114165,824				
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	44391,758	16806,585	2219,588	840,329	7469,798	8602,618	34702,372	7363,639	84132,021	27033,148	5736,274	65538,845				
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	35513,406	13445,268	2663,505	1008,395	7469,798	8602,618	25380,103	3834,256	58428,717	19771,100	2986,885	45515,971				
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G ₀ [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	53270,109	20167,902	2663,505	1008,395	7469,798	8602,618	43136,806	10556,890	107387,392	33603,572	8223,817	83654,778				
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	48830,933	18487,244	3551,341	1344,527	7469,798	8602,618	37809,795	8540,099	92699,789	29453,830	6652,738	72213,136				
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,175	6398,400	62768,304	88783,515	33613,171	44391,758	16806,585	3995,258	1512,593	7469,798	8602,618	32926,702	6691,375	79236,154	25649,901	5212,581	61724,964				

Příloha 1 – Tabulka 11

[illegible]

Příloha 1 – Tabulka 12

	svah, plně navršená lopata V=3,1 m³,hustota materiálu ρ=2064 kg/m³																								
	α=20°																								
	asfalt, dlažba, beton																								
stav silnice	f [-]	ψ [-]	m _{Skpř} [kg]	m _{Skzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _c [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{kpr} [N]	O _{rkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{kpr} [N]	F _{kzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{ΣB} [Nm]			
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	55690,125	26062,566	1193,360	558,484	14712,629	16943,849	39784,136	8560,234	96688,739	30991,842	6668,422	75320,527			
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	35800,795	16754,507	1352,474	632,948	14712,629	16943,849	19735,691	-822,290	37826,801	15374,103	-640,564	29467,078			
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	23867,196	11169,671	1591,146	744,645	14712,629	16943,849	7563,421	-6518,823	2089,196	5891,905	-5078,163	1627,484			
	štěrkovité vozovky																								
stav silnice	f [-]	ψ [-]	m _{Skpř} [kg]	m _{Skzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _c [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{kpr} [N]	O _{rkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{kpr} [N]	F _{kzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{ΣB} [Nm]			
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	59667,991	27924,178	1591,146	744,645	14712,629	16943,849	43364,215	10235,684	107199,799	33780,724	7973,598	83508,643			
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	39978,661	18616,119	1988,933	930,806	14712,629	16943,849	23077,098	741,464	47637,124	17977,060	577,600	37109,320			
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	31822,928	14892,895	2386,720	1116,967	14712,629	16943,849	14723,580	-3167,921	23111,317	11469,669	-2467,811	18003,716			
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																								
stav silnice	f [-]	ψ [-]	m _{Skpř} [kg]	m _{Skzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _c [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{kpr} [N]	O _{rkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{kpr} [N]	F _{kzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{ΣB} [Nm]			
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	47734,393	22339,342	2386,720	1116,967	14712,629	16943,849	30635,044	4278,526	69827,140	23864,699	3332,972	54395,342			
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	43756,527	20477,730	3182,293	1489,289	14712,629	16943,849	25861,605	2044,592	55812,393	20146,190	1592,737	43477,854			
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,349	6398,400	62768,304	79557,321	37232,237	39978,661	18616,119	3580,079	1675,451	14712,629	16943,849	21485,952	-3,181	42965,542	16737,557	-2,478	33470,157			

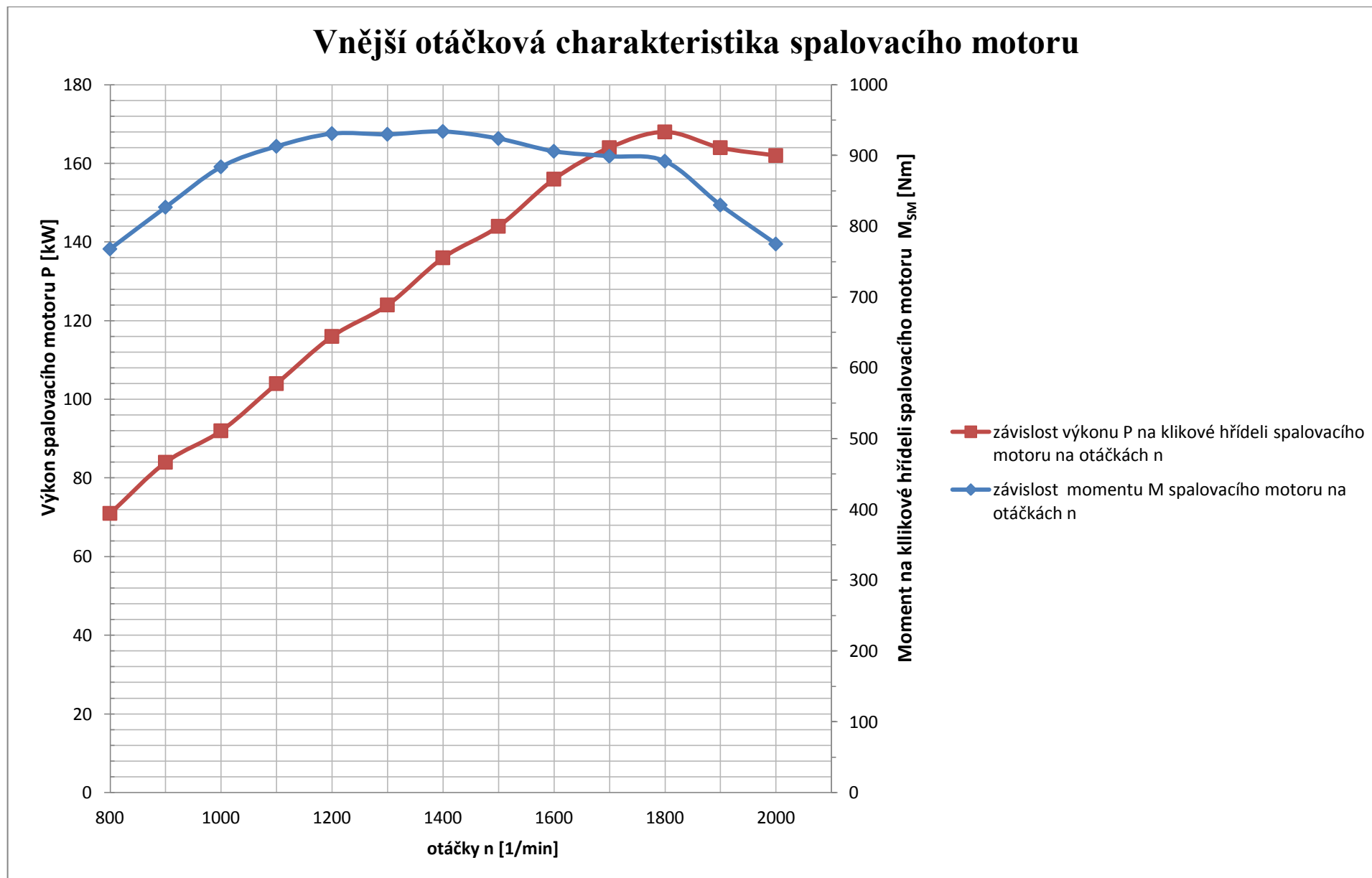
Příloha 1 – Tabulka 13

	svah, plně navršená lopata V=3,1 m³,hustota materiálu ρ=2064 kg/m³																									
	α=25°																									
	asfalt, dlažba, beton																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	51812,059	27036,171	1110,258	579,347	18179,706	20936,720	32522,095	5520,105	76084,398	25334,712	4300,161	59269,746				
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	33307,752	17380,396	1258,293	656,593	18179,706	20936,720	13869,753	-4212,917	19313,672	10804,538	-3281,862	15045,351				
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	22205,168	11586,930	1480,345	772,462	18179,706	20936,720	2545,117	-10122,252	-15154,268	1982,646	-7885,234	-11805,175				
	štěrkovité vozovky																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	55512,921	28967,326	1480,345	772,462	18179,706	20936,720	35852,870	7258,144	86222,028	27929,386	5654,094	67166,960				
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	37008,614	19311,551	1850,431	965,578	18179,706	20936,720	16978,477	-2590,747	28775,460	13226,233	-2018,192	22416,083				
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	29606,891	15449,241	2220,517	1158,693	18179,706	20936,720	9206,668	-6646,172	5120,991	7171,994	-5177,368	3989,252				
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	44410,337	23173,861	2220,517	1158,693	18179,706	20936,720	24010,113	1078,448	50177,123	18703,878	840,111	39087,978				
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	40709,475	21242,706	2960,689	1544,924	18179,706	20936,720	19569,080	-1238,938	36660,283	15244,313	-965,133	28558,360				
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,436	6398,400	62768,304	74017,228	38623,102	37008,614	19311,551	3330,775	1738,040	18179,706	20936,720	15498,132	-3363,209	24269,847	12073,045	-2619,940	18906,211				

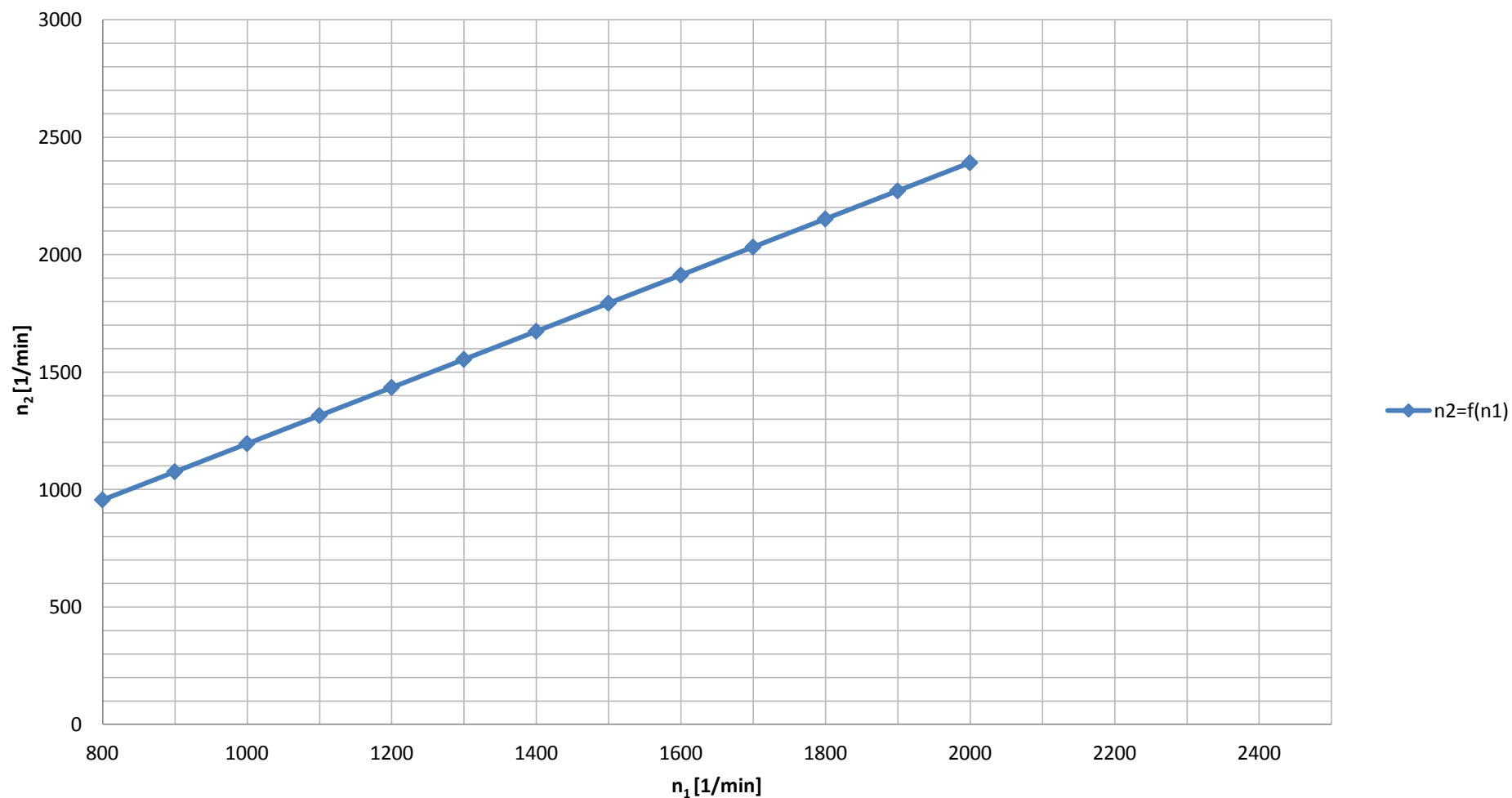
Příloha 1 – Tabulka 14

	svah, plně navršená lopata V=3,1 m³,hustota materiálu ρ=2064 kg/m³																									
	α=30°																									
	asfalt, dlažba, beton																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	mΣkpr[kg]	mΣkzad[kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	47539,673	27804,015	1018,707	595,800	21508,425	24770,250	25012,540	2437,964	54901,010	19484,769	1899,174	42767,886				
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	30561,218	17874,009	1154,535	675,240	21508,425	24770,250	7898,258	-7571,481	653,555	6152,743	-5898,184	509,119				
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	20374,145	11916,006	1358,276	794,400	21508,425	24770,250	-2492,556	-13648,644	-32282,400	-1941,701	-10632,294	-25147,990				
	štěrkovité vozovky																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	mΣkpr[kg]	mΣkzad[kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	50935,364	29790,016	1358,276	794,400	21508,425	24770,250	28068,662	4225,365	64588,055	21865,488	3291,560	50314,095				
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	33956,909	19860,010	1697,845	993,001	21508,425	24770,250	10750,639	-5903,240	9694,797	8374,748	-4598,624	7552,247				
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	27165,527	15888,008	2037,415	1191,601	21508,425	24770,250	3619,688	-10073,842	-12908,309	2819,737	-7847,523	-10055,573				
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta																									
stav silnice	f[-]	ψ [-]	mΣkpr[kg]	mΣkzad[kg]	r _d [m]	α [rad]	Q[kg]	G _G [N]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	O _{okpr} [N]	O _{okzad} [N]	F _{tkpr} [N]	F _{tkzad} [N]	F _{Σt} [N]	M _{hkpr} [Nm]	M _{hkzad} [Nm]	M _{Σh} [Nm]				
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	40748,291	23832,013	2037,415	1191,601	21508,425	24770,250	17202,451	-2129,838	30145,227	13400,710	-1659,144	23483,132				
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	37352,600	21846,011	2716,553	1588,801	21508,425	24770,250	13127,622	-4513,039	17229,166	10226,418	-3515,658	13421,520				
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	0,524	6398,400	62768,304	67913,818	39720,021	33956,909	19860,010	3056,122	1787,401	21508,425	24770,250	9392,362	-6697,640	5389,444	7316,650	-5217,462	4198,377				

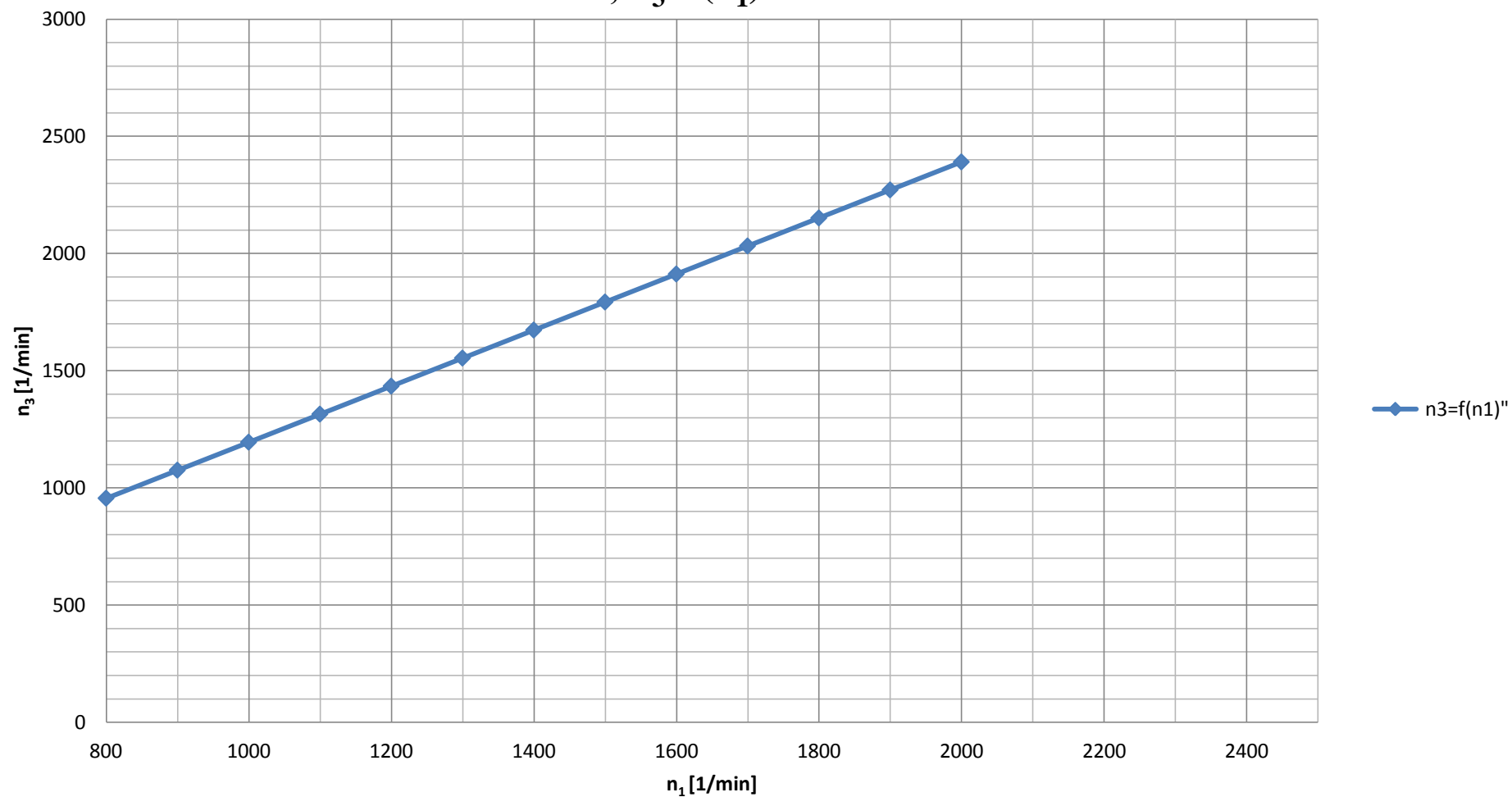
Příloha 2



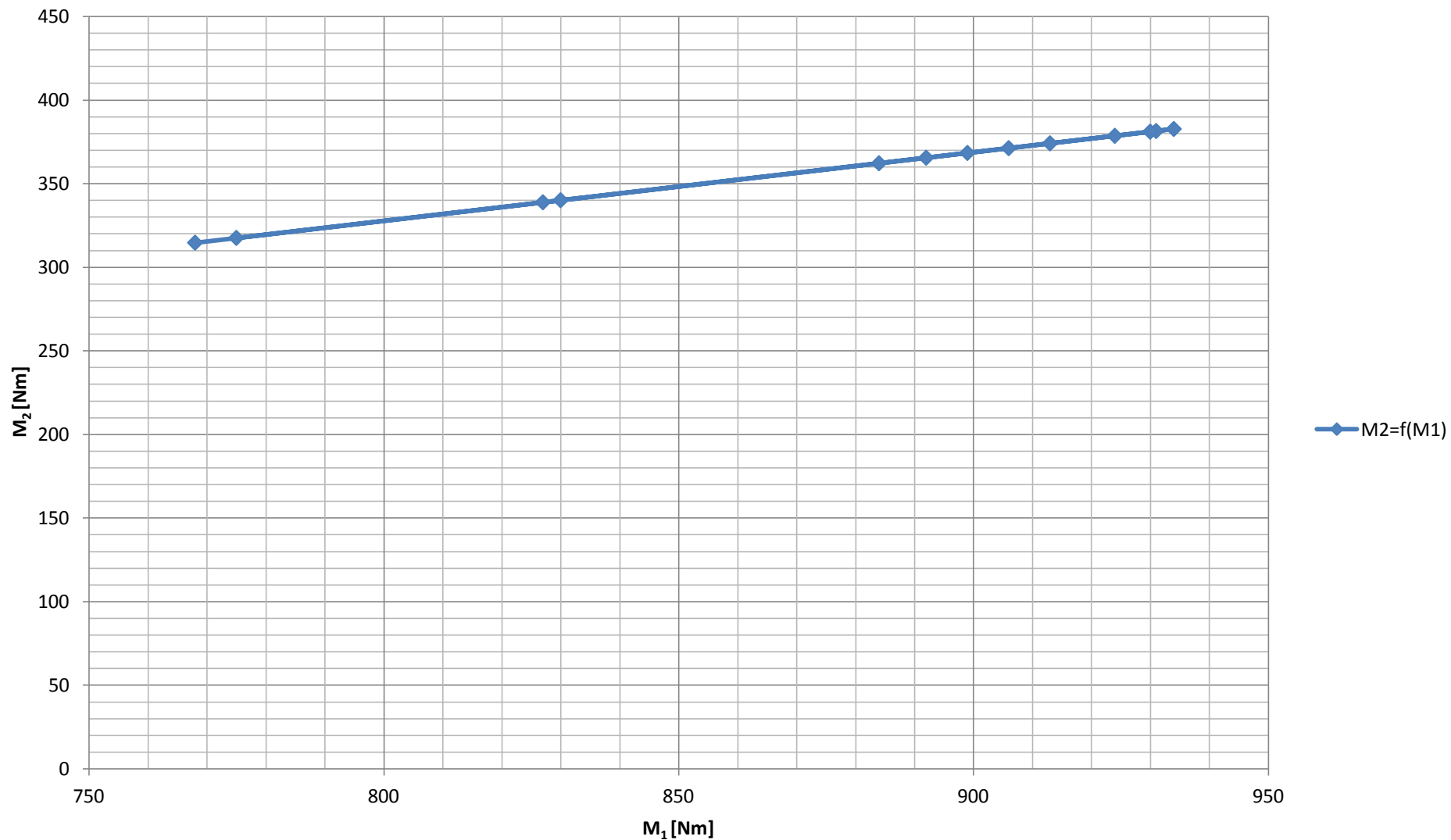
**Graf závislosti výstupních otáček na hřídeli č. 2 na vstupních otáček
hřídele č. 1 , $n_2=f(n_1)$**



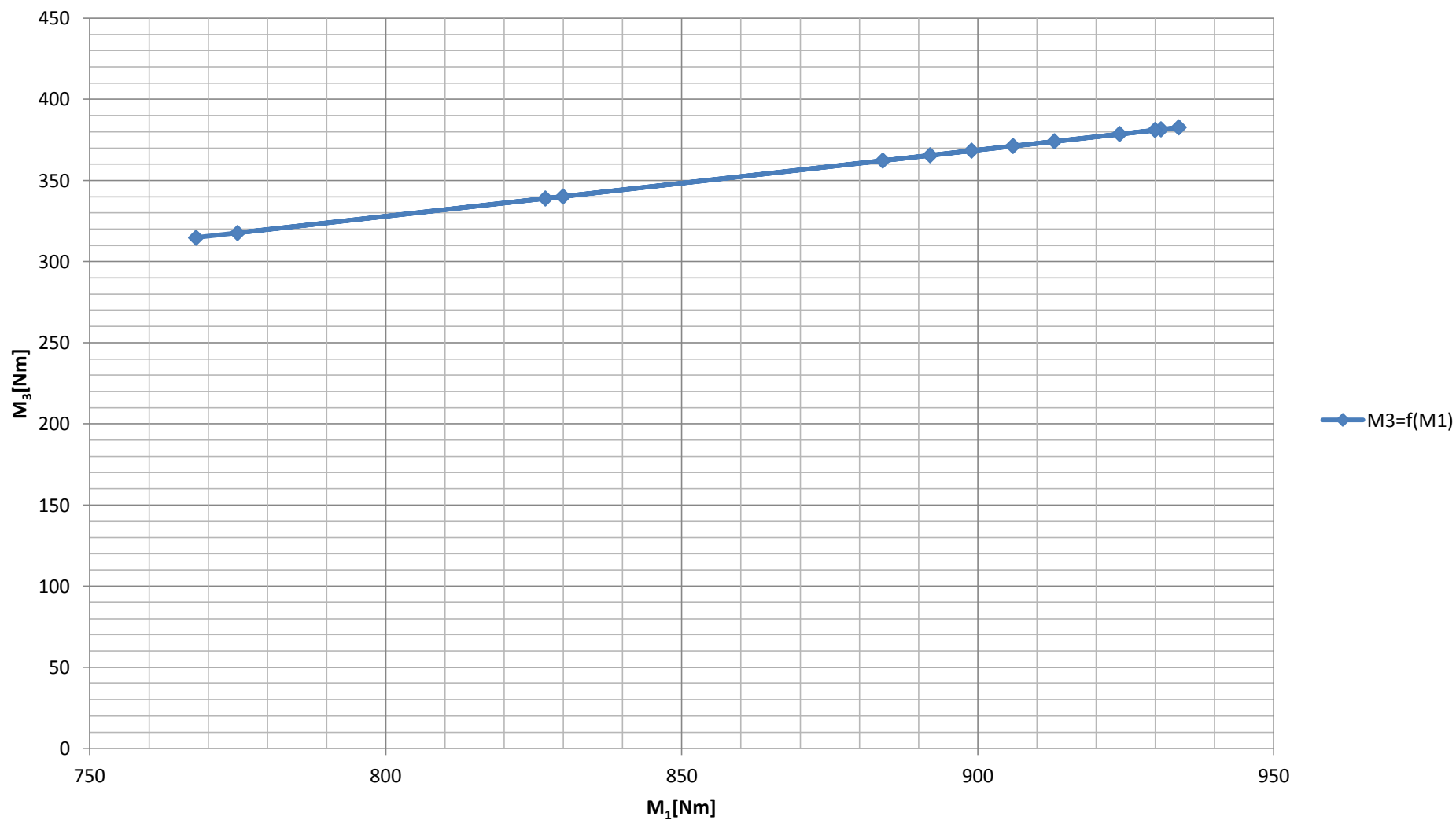
**Graf závislosti výstupních otáček n_3 na
hřídeli č. 3 na vstupních otáčkách n_1 na
hřídeli č. 1 ; $n_3=f(n_1)$**



Graf závislosti výstupního momentu oz. kola č. 2 na vstupním momentu ozubeného kola č. 1, $M_2=f(M_1)$



Graf závislosti výstupního momentu oz. kola č. 3 na vstupním momentu ozubeného kola č. 1, $M_3=f(M_1)$



Příloha 2 – Tabulka 1

											primární regulace			sekundární regulace		
[m]	[-]	[-]	[-]	[1/min]	[kW]	[kW]	[cm ³]	[-]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[1/min]	[m/s]	[km/h]	[1/min]	[m/s]	[km/h]
r[m]	η_{QHM}	i_{KR}	η_{QHG}	n_1 [1/min]	$P_{SM\ max}$ [kW]	P_{HGmax} [kW]	V_{0g} [cm ³]	$i_{12}(i_{13})$	Q_{HGmax} [dm ³ /min]	Q_{HMmax} [dm ³ /min]	η_{HMmax} [1/min]	v_{kmax} [m/s]	v_{kmax} [km/h]	η_{HMmax} [1/min]	v_{kmax} [m/s]	v_{kmax} [km/h]
0,818	0,960	59,100	0,960	800,000	71,000	35,500	125,000	0,836	114,783	57,391	514,913	0,746	2,687	2574,563	3,732	13,434
0,818	0,960	59,100	0,960	900,000	84,000	42,000	125,000	0,836	129,130	64,565	579,277	0,840	3,023	2896,384	4,198	15,113
0,818	0,960	59,100	0,960	1000,000	92,000	46,000	125,000	0,836	143,478	71,739	643,641	0,933	3,358	3218,204	4,665	16,792
0,818	0,960	59,100	0,960	1100,000	104,000	52,000	125,000	0,836	157,826	78,913	708,005	1,026	3,694	3540,024	5,131	18,472
0,818	0,960	59,100	0,960	1200,000	116,000	58,000	125,000	0,836	172,174	86,087	772,369	1,119	4,030	3861,845	5,597	20,151
0,818	0,960	59,100	0,960	1300,000	124,000	62,000	125,000	0,836	186,522	93,261	836,733	1,213	4,366	4183,665	6,064	21,830
0,818	0,960	59,100	0,960	1400,000	136,000	68,000	125,000	0,836	200,870	100,435	901,097	1,306	4,702	4505,486	6,530	23,509
0,818	0,960	59,100	0,960	1500,000	144,000	72,000	125,000	0,836	215,217	107,609	965,461	1,399	5,038	4827,306	6,997	25,188
0,818	0,960	59,100	0,960	1600,000	156,000	78,000	125,000	0,836	229,565	114,783	1029,825	1,493	5,374	5149,126	7,463	26,868
0,818	0,960	59,100	0,960	1700,000	164,000	82,000	125,000	0,836	243,913	121,957	1094,189	1,586	5,709	5470,947	7,930	28,547
0,818	0,960	59,100	0,960	1800,000	168,000	84,000	125,000	0,836	258,261	129,130	1158,553	1,679	6,045	5792,767	8,396	30,226
0,818	0,960	59,100	0,960	1900,000	164,000	82,000	125,000	0,836	272,609	136,304	1222,918	1,773	6,381	6114,588	8,863	31,905
0,818	0,960	59,100	0,960	1957,610	163,000	81,500	125,000	0,836	280,874	140,437	1259,998	1,826	6,575	6299,988	9,131	32,873
0,818	0,960	59,100	0,960	2000,000	162,000	81,000	125,000	0,836	286,957	143,478	1287,282	1,866	6,717	6436,408	9,329	33,585

Příloha 2 - Tabulka 2

													primární regulace při V_{0m}			sekundární regulace při $0,2V_{0m}$		
[m]	[-]	[-]	[-]	[1/min]	[kW]	[kW]	[kW]	[cm ³]	[-]	[-]	[-]	[-]	[Nm]	[-]	[Nm]	[Nm]	[-]	[Nm]
r[m]	η_{QHM}	i_{KR}	η_{QHG}	n_1 [1/min]	$P_{SM\ max}$ [kW]	P_{HGmax} [kW]	P_{HMmax} [kW]	V_{0m} [cm ³]	$i_{12}(i_{13})$	η_{CelkHM}	η_{KR}	η_{RW}	M_k	η_{hmHM}	M_{hm}	M_k	η_{hmHM}	M_{hm}
0,818	0,960	59,100	0,960	800,000	71,000	35,500	17,750	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8286,071	0,940	177,205	1657,214	0,940	35,441
0,818	0,960	59,100	0,960	900,000	84,000	42,000	21,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8713,990	0,940	186,356	1742,798	0,940	37,271
0,818	0,960	59,100	0,960	1000,000	92,000	46,000	23,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8589,505	0,940	183,694	1717,901	0,940	36,739
0,818	0,960	59,100	0,960	1100,000	104,000	52,000	26,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8827,159	0,940	188,776	1765,432	0,940	37,755
0,818	0,960	59,100	0,960	1200,000	116,000	58,000	29,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	9025,204	0,940	193,012	1805,041	0,940	38,602
0,818	0,960	59,100	0,960	1300,000	124,000	62,000	31,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8905,507	0,940	190,452	1781,101	0,940	38,090
0,818	0,960	59,100	0,960	1400,000	136,000	68,000	34,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	9069,663	0,940	193,962	1813,933	0,940	38,792
0,818	0,960	59,100	0,960	1500,000	144,000	72,000	36,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8962,961	0,940	191,680	1792,592	0,940	38,336
0,818	0,960	59,100	0,960	1600,000	156,000	78,000	39,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	9103,008	0,940	194,675	1820,602	0,940	38,935
0,818	0,960	59,100	0,960	1700,000	164,000	82,000	41,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	9006,897	0,940	192,620	1801,379	0,940	38,524
0,818	0,960	59,100	0,960	1800,000	168,000	84,000	42,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8713,990	0,940	186,356	1742,798	0,940	37,271
0,818	0,960	59,100	0,960	1900,000	164,000	82,000	41,000	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	8058,803	0,940	172,344	1611,761	0,940	34,469
0,818	0,960	59,100	0,960	1957,610	163,000	81,500	40,750	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	7773,950	0,940	166,252	1554,790	0,940	33,250
0,818	0,960	59,100	0,960	2000,000	162,000	81,000	40,500	107,000	0,836	0,900	0,920	0,860	7562,499	0,940	161,730	1512,500	0,940	32,346

Seznam veličin uvedených v tabulkách 1 a 2 z přílohy 2:

r – výpočtový poloměr kola

i_{KR} – celkový převod v kolovém reduktoru

$i_{12}(i_{13})$ – převod ozubených kol č. 2 a č. 3

η_{QHM} – objemová účinnost hydromotoru

η_{QHG} – objemová účinnost hydrogenerátoru

η_{hmHM} – hydromechanická účinnost hydromotoru

η_{celkHM} – celková účinnost hydromotoru

η_{KR} – účinnost kolového reduktoru

η_{RW} – odvalovací účinnost kola zohledňující deformace pneumatik

n_l - otáčky centrálního hřídele

n_{HMmax} – maximální otáčky výstupního hřídele hydromotoru

v_{kmax} – největší obvodová rychlost kola

V_{og} – jmenovitý objem hydrogenerátoru

V_{om} – jmenovitý objem hydromotoru

Q_{HGmax} – největší průtok hydrogenerátorem

Q_{HMmax} – největší průtok hydromotorem

P_{SMmax} – maximální výkon na klikovém hřídeli spalovacího motoru

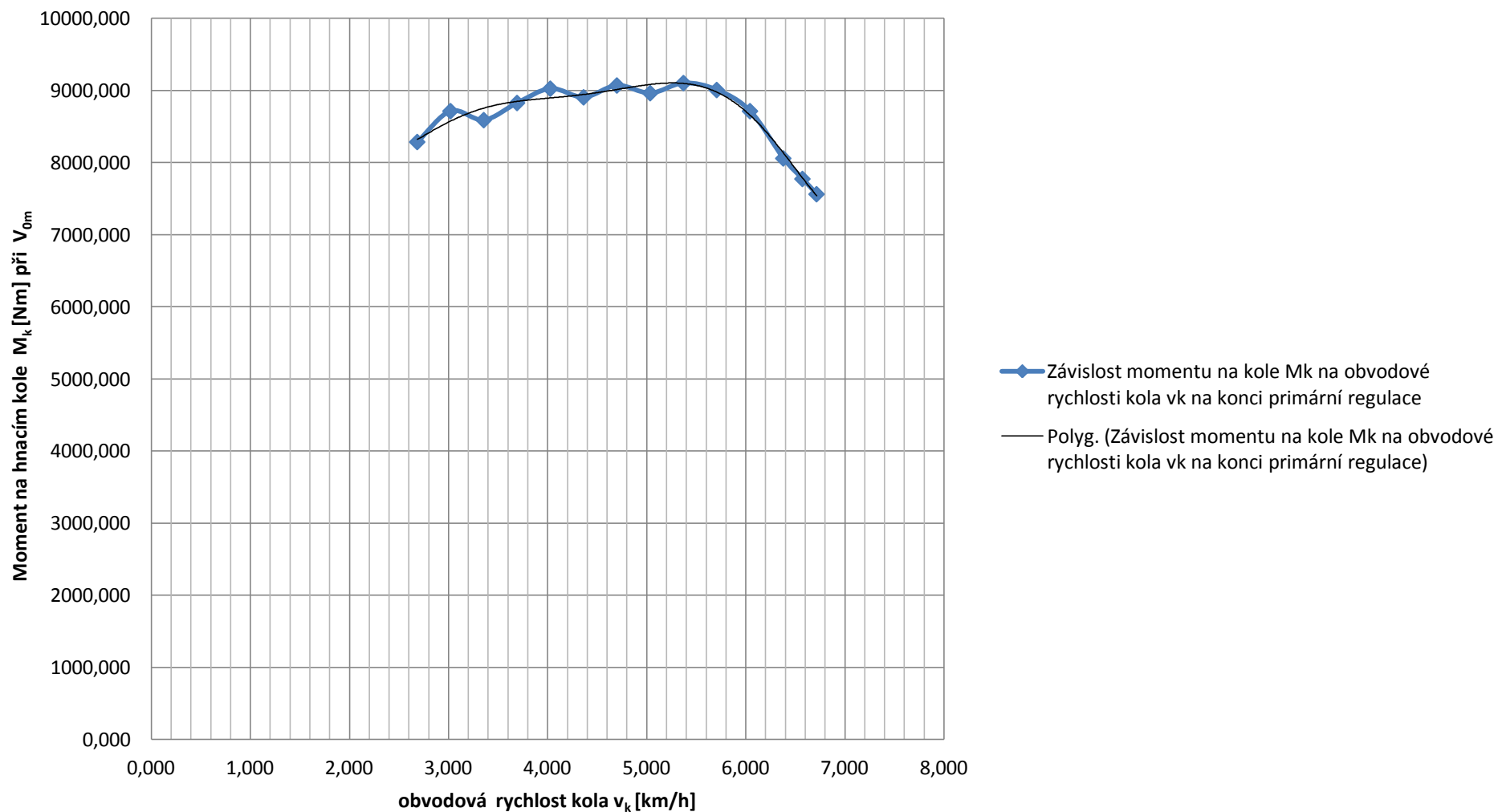
P_{HGmax} – maximální příkon odebíraný hydrogenerátorem

P_{HMmax} – maximální výkon hydromotoru

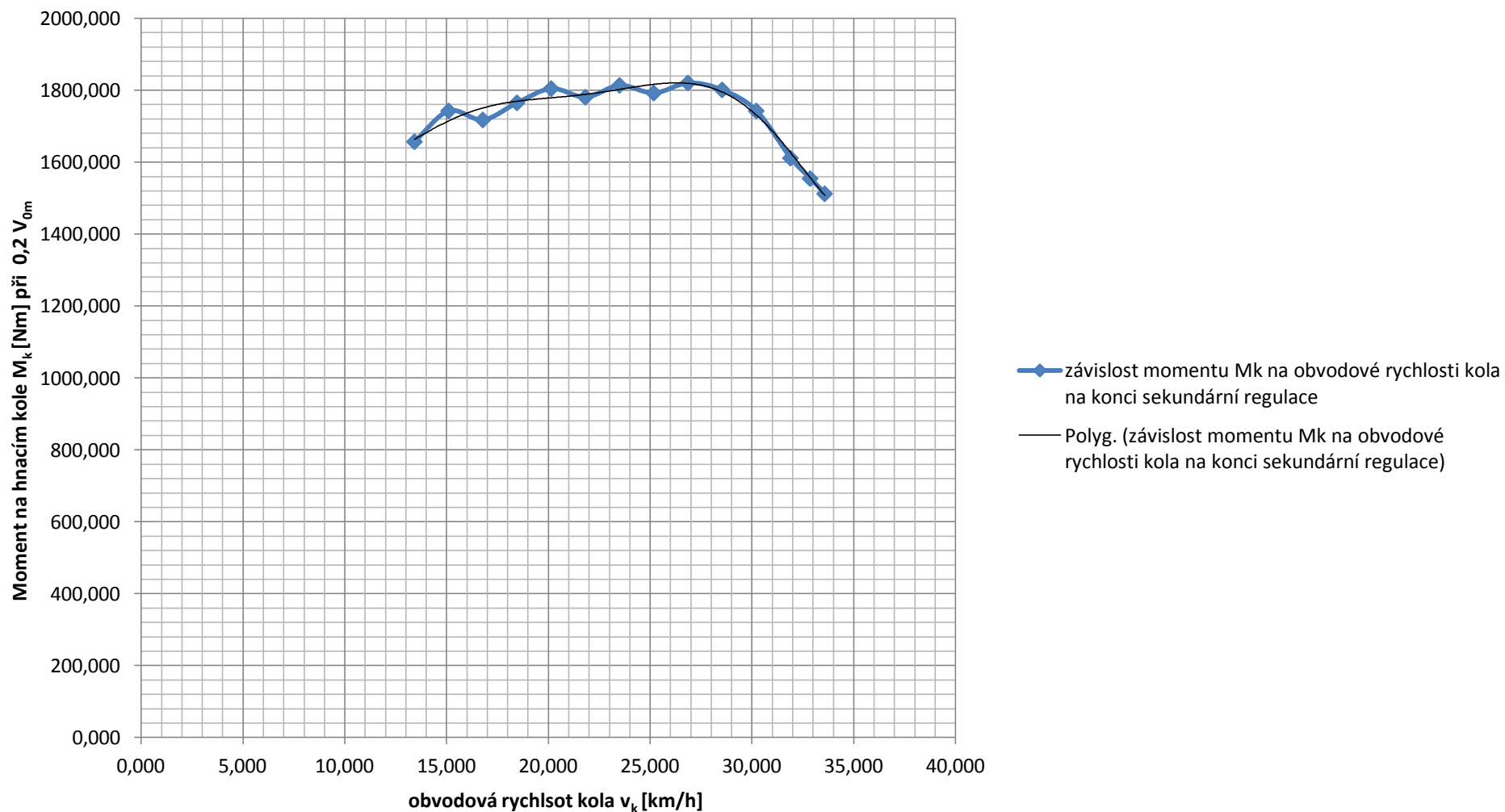
M_{hm} – moment na výstupním hřídeli hydromotoru

M_k – moment na kole

Graf závislosti hnacího momentu M_k [Nm] hnacího kola na obvodové rychlosti kola v_k [km/h], $M_k=f(v_k)$, na konci primární regulace pro plný výkonový rozsah



Graf závislosti hnacího momentu M_k [Nm] hnacího kola na obvodové rychlosti kola v_k [km/h], $M_k=f(v_k)$, na konci sekundární regulace pro plný výkonový rozsah



Příloha 2 – Tabulka 3

	rovina, prázdná lopata														
	asfalt, dlažba, beton	[kg]	[kg]	[m]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[1/min]	[rad/s]	[rad/s]	[kW]	
stav silnice	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	30111,795	34678,350	645,253	743,108	1259,998	131,9467	2,233	4,829
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	19357,583	22293,225	731,286	842,189	1259,998	131,9467	2,233	5,473
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	12905,055	14862,150	860,337	990,810	1259,998	131,9467	2,233	6,439
	šterkovité vozovky														
stav silnic	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	32262,638	37155,375	860,337	990,810	1259,998	131,9467	2,233	6,439
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	21508,425	24770,250	1075,421	1238,513	1259,998	131,9467	2,233	8,049
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	17206,740	19816,200	1290,506	1486,215	1259,998	131,9467	2,233	9,659
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta														
stav silnic	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	25810,110	29724,300	1290,506	1486,215	1259,998	131,9467	2,233	9,659
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	23659,268	27247,275	1720,674	1981,620	1259,998	131,9467	2,233	12,878
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	43016,850	49540,500	21508,425	24770,250	1935,758	2229,323	1259,998	131,9467	2,233	14,488

Příloha 2 – Tabulka 4

	rovina, plně navršená lopata V= 3,1 m ³															
	asfalt, dlažba, beton		[kg]	[kg]	[m]	[kg]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[1/min]	[rad/s]	[rad/s]	[kW]
stav silnic	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	m _{naki} [kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,015	0,700	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	66718,470	20040,608	1429,682	429,442	1259,998	131,9467	2,233	6,467
mokrá	0,017	0,450	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	42890,445	12883,248	1620,306	486,700	1259,998	131,9467	2,233	7,329
blátivá	0,020	0,300	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	28593,630	8588,832	1906,242	572,589	1259,998	131,9467	2,233	8,622
	šterkovité vozovky															
stav silnic	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	m _{naki} [kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,020	0,750	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	71484,075	21472,080	1906,242	572,589	1259,998	131,947	2,233	8,622
mokrá	0,025	0,500	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	47656,050	14314,720	2382,803	715,736	1259,998	131,947	2,233	10,778
blátivá	0,030	0,400	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	38124,840	11451,776	2859,363	858,883	1259,998	131,947	2,233	12,934
	kamenité cesty, zhutněná zemní cesta															
stav silnic	f[-]	ψ [-]	m _{Σkpr} [kg]	m _{Σkzad} [kg]	r _d [m]	m _{naki} [kg]	R _{kpr} [N]	R _{kzad} [N]	F _{adhkpr} [N]	F _{adhkzad} [N]	O _{fkpr} [N]	O _{fkzad} [N]	n _{HMmax}	ω _{HMmax}	ω _{kmax}	P[kW]
suchá	0,030	0,600	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	57187,260	17177,664	2859,363	858,883	1259,998	131,947	2,233	12,934
mokrá	0,040	0,550	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	52421,655	15746,192	3812,484	1145,178	1259,998	131,947	2,233	17,245
blátivá	0,045	0,500	8770	10100	0,779	6398,400	95312,100	28629,440	47656,050	14314,720	4289,045	1288,325	1259,998	131,947	2,233	19,400

Seznam veličin v tabulkách 3 a 4 z přílohy 2:

f – součinitel odporu valení

ψ - součinitel adheze

$m_{\Sigma kpr}$ – hmotnost připadající na přední kola

$m_{\Sigma kzad}$ – hmotnost připadající na zadní kola

m_{nakl} – hmotnost nákladu

r_d – dynamický poloměr kola

R_{kpr} – normálová reakce na předním kole

R_{kzad} – normálová reakce na zadním kole

F_{ahdkpr} – adhezní síla na předním kole

$F_{adhkzad}$ – adhezní síla na zadním kole

O_{fkpr} – odpor valení na předním kole

O_{fkzad} – odpor valení na zadním kole

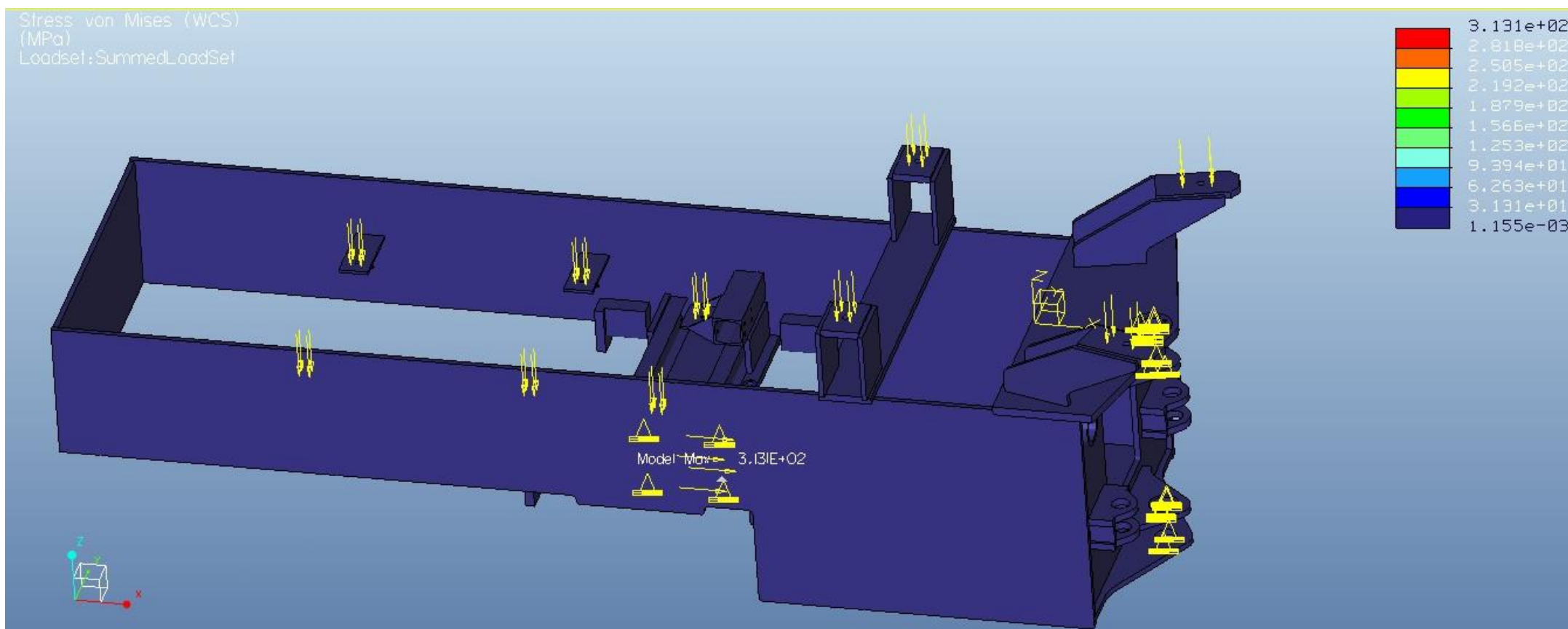
n_{HMmax} – maximální otáčky výstupního hřídele hydromotoru

ω_{HMmax} – maximální úhlová rychlost výstupního hřídele hydromotoru

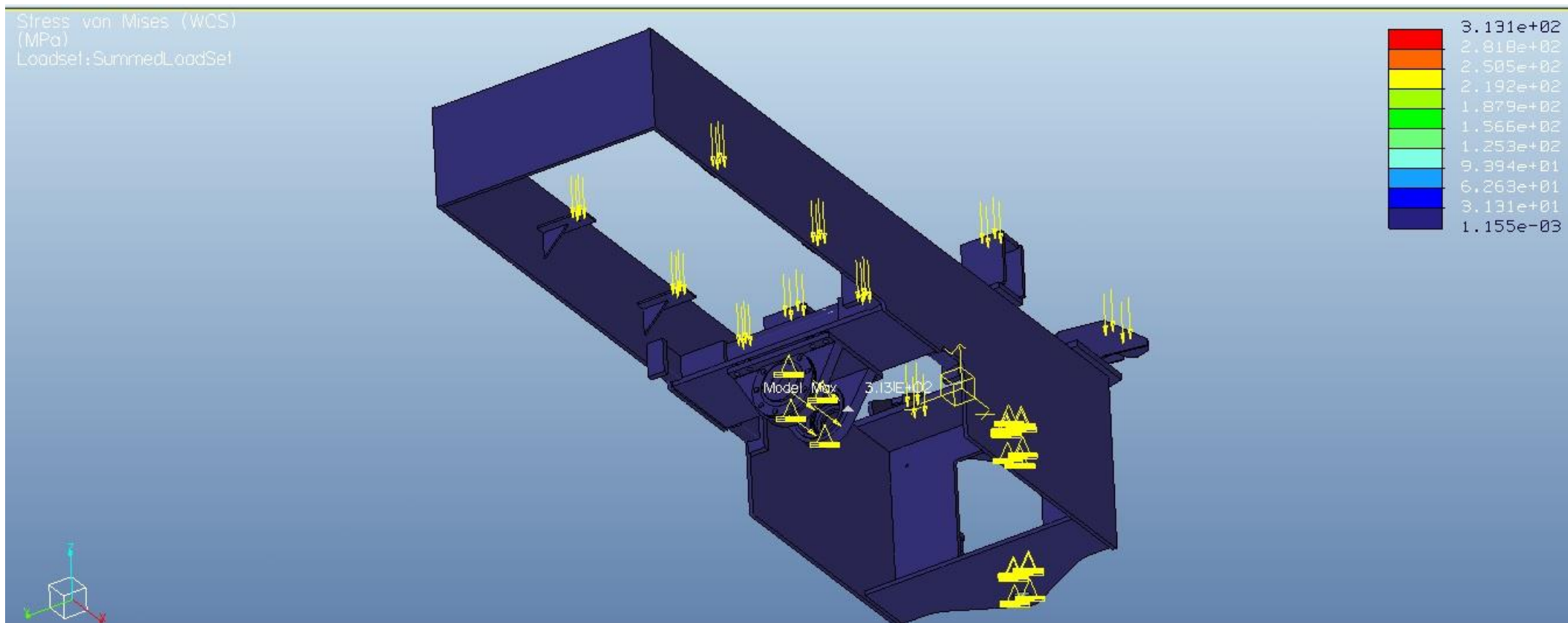
ω_{kmax} – maximální úhlová rychlost kola

P – výkon připadající na 1 kolo

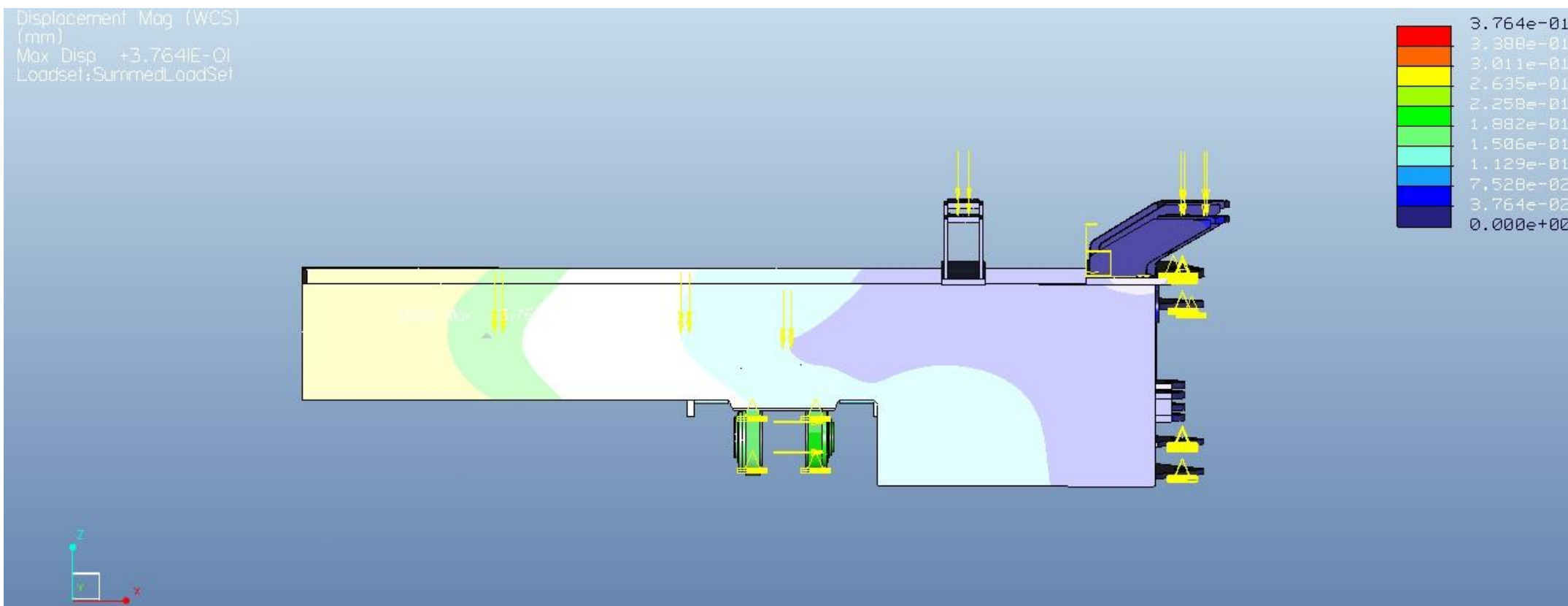
Příloha 3



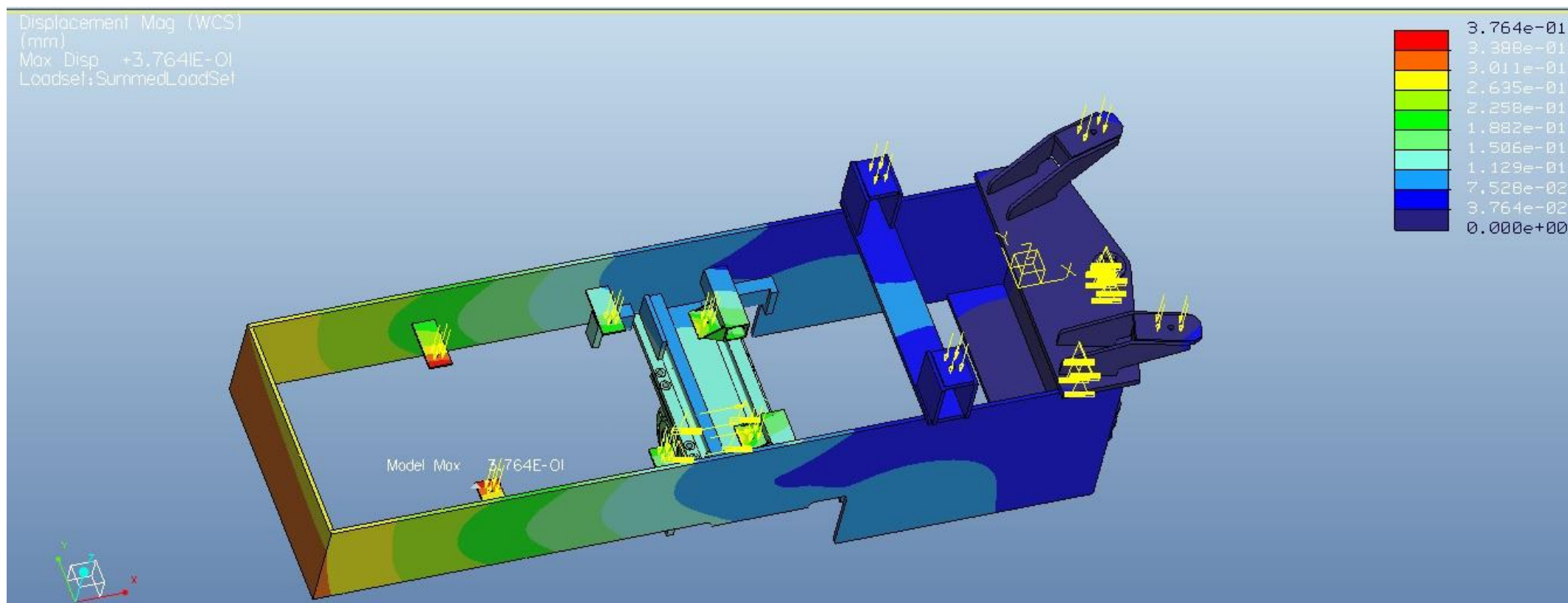
Příloha 3 – Obr. 1 - Pevnostní statická analýza metodou konečných prvků – Výsledné rozložení ekvivalentního (redukováného) napětí v zadním rámu - pohled shora; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 281,8; 313,1 \rangle MPa$



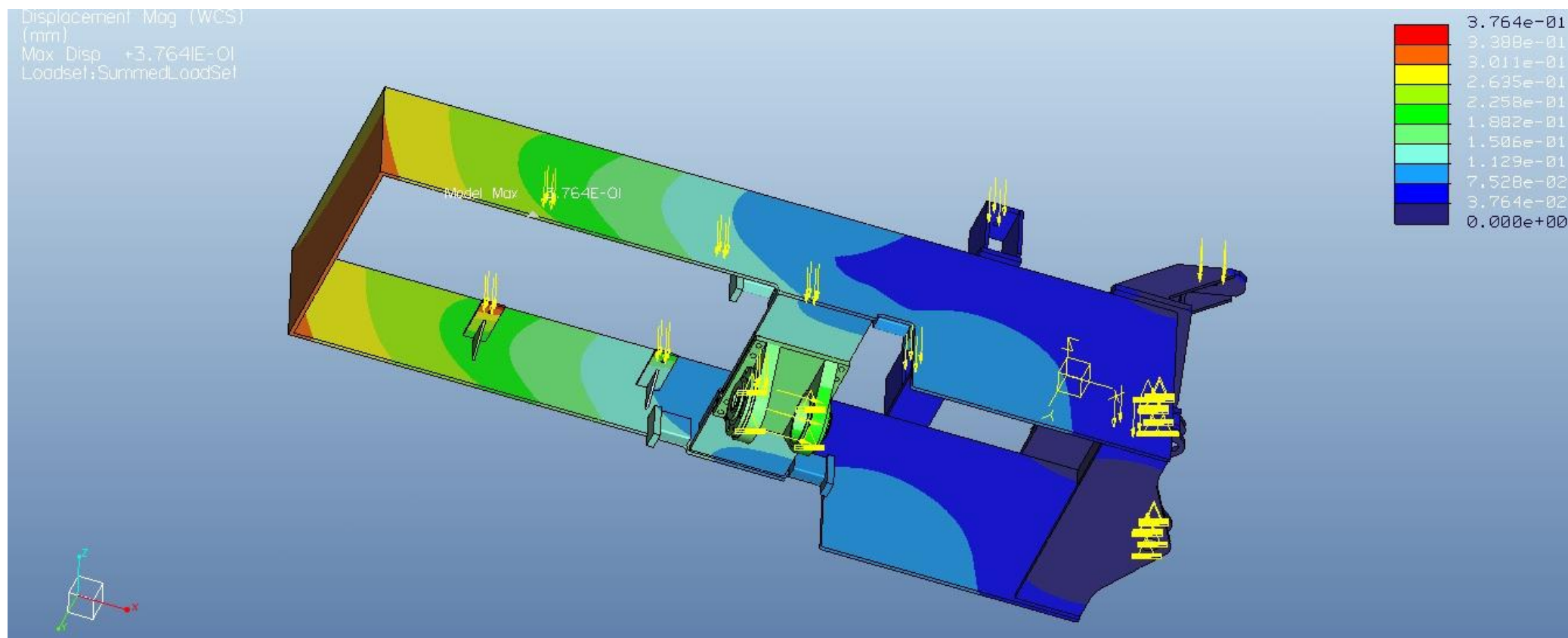
Příloha 3 – Obr. 2 – Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků – Výsledné rozložení ekvivalentního (redukováného) napětí v zadním rámu - pohled zdola; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 281,8; 313,1 \rangle MPa$



Příloha 3 – Obr. 3 – Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v zadním rámu; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu: $s \in \langle 0,3388; 0,3764 \rangle mm$

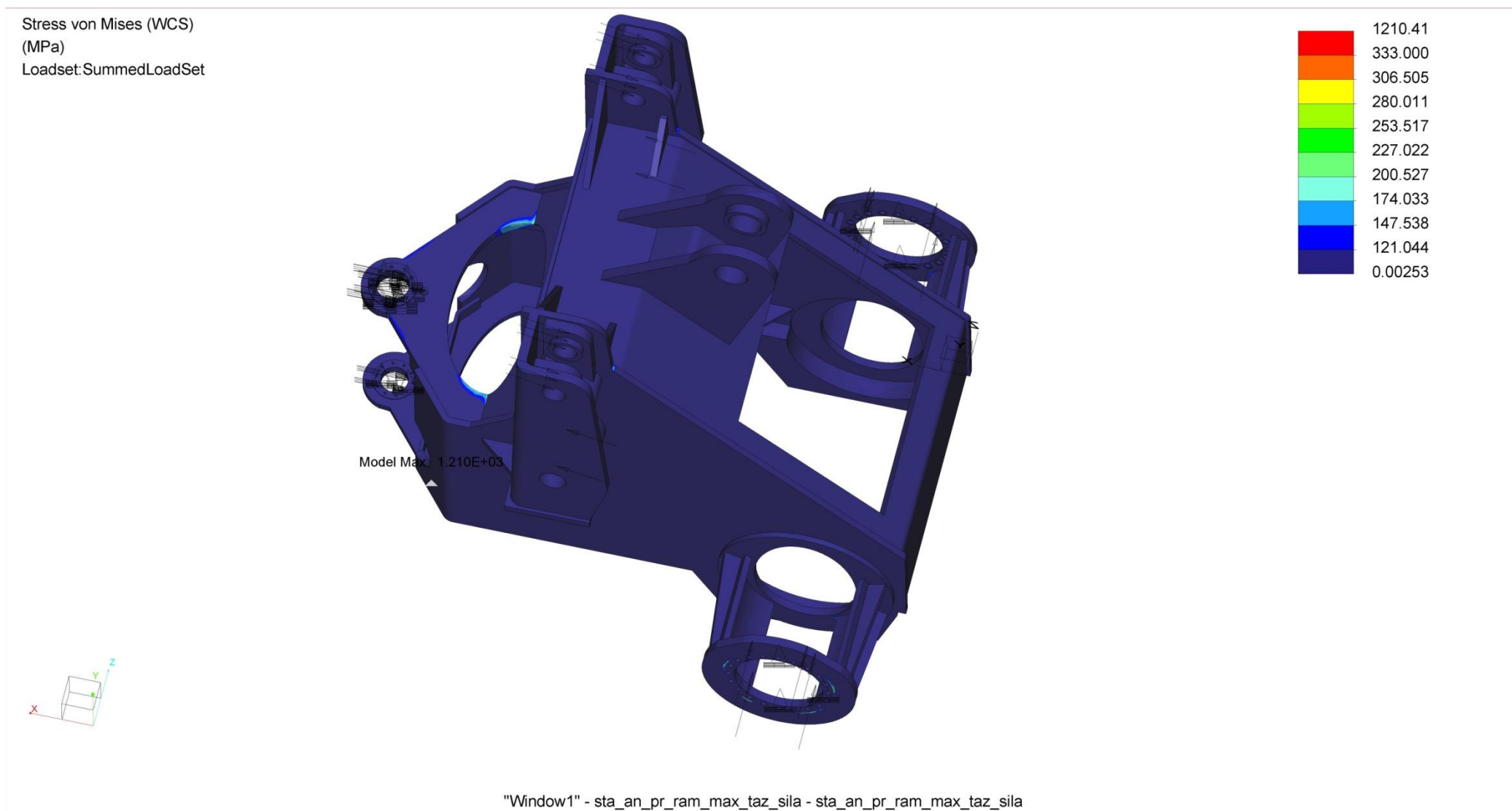


Příloha 3 – Obr. 4 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení posunutí v zadním rámu - pohled shora; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:
 $s \in \langle 0,3388; 0,3764 \rangle mm$

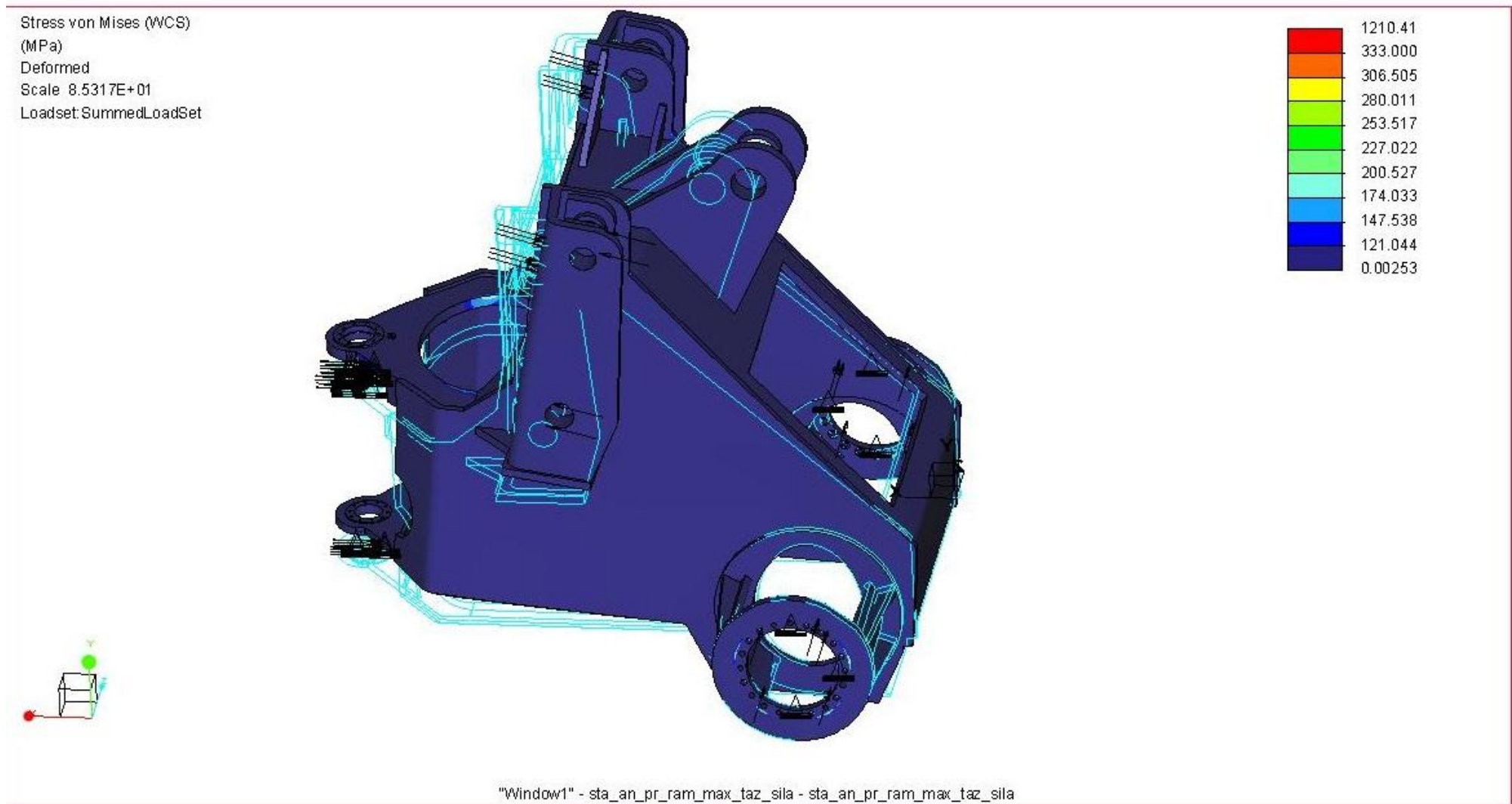


Příloha 3 – Obr. 5 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné posunutí v zadním rámu - pohled zdola; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:

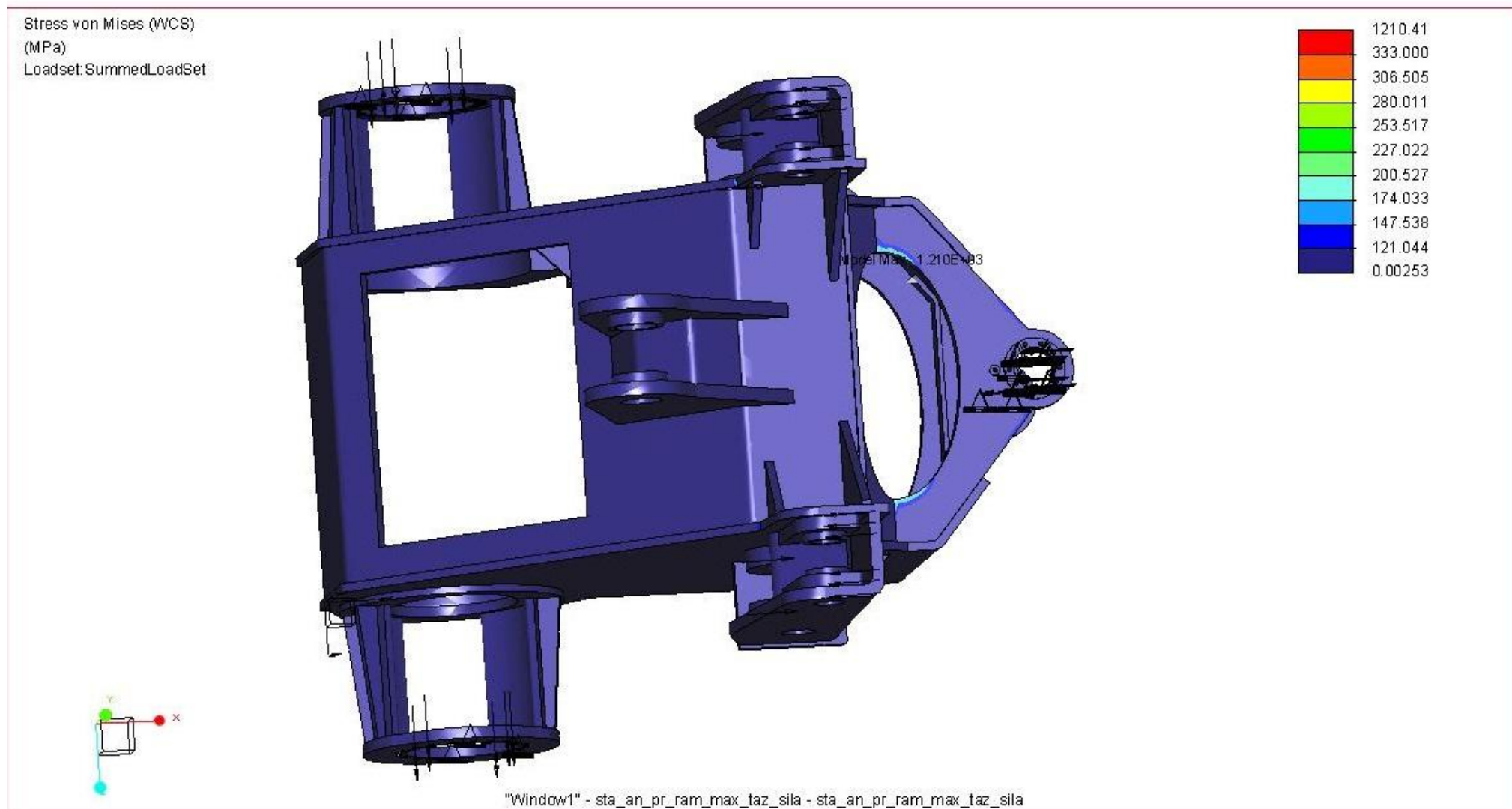
$$s \in \langle 0,3388; 0,3764 \rangle mm$$



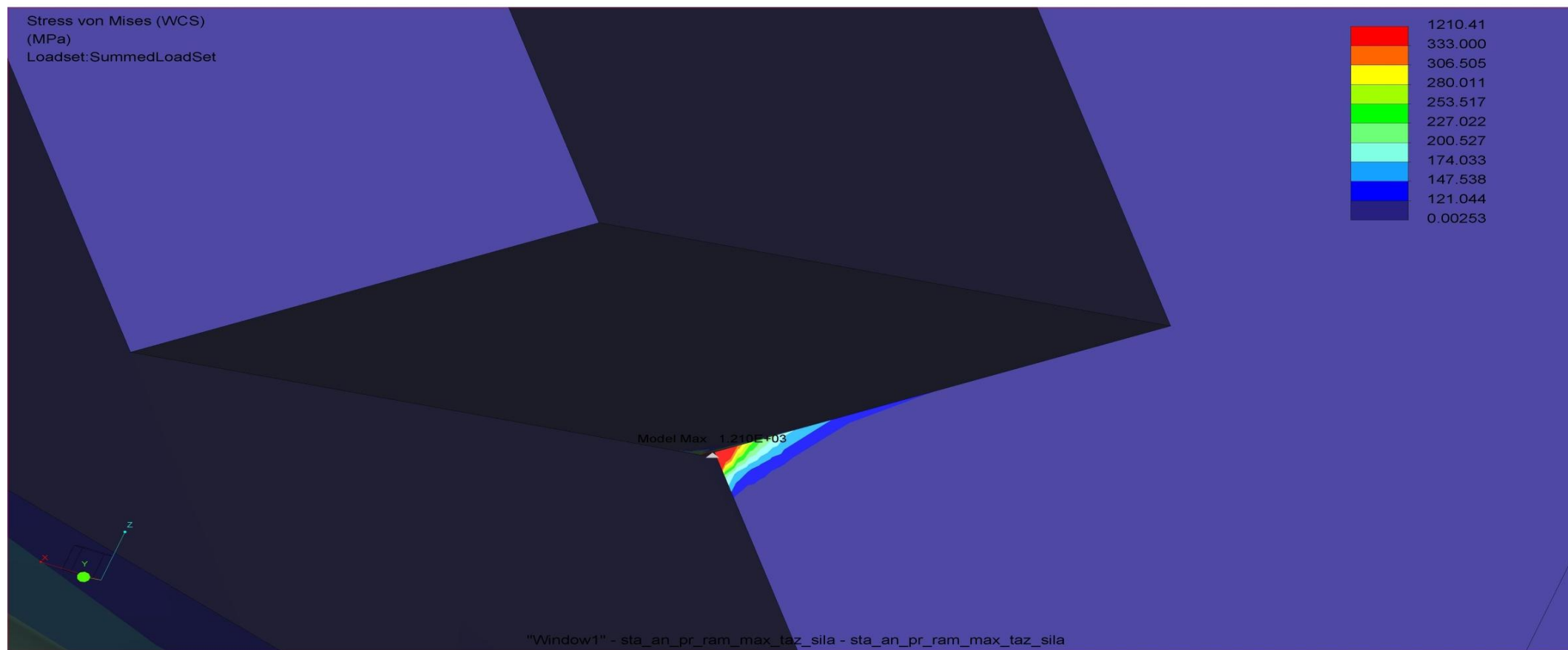
Příloha 3 – Obr. 7 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v předním rámu - pohled shora; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 333; 1210,4 \rangle \text{MPa}$



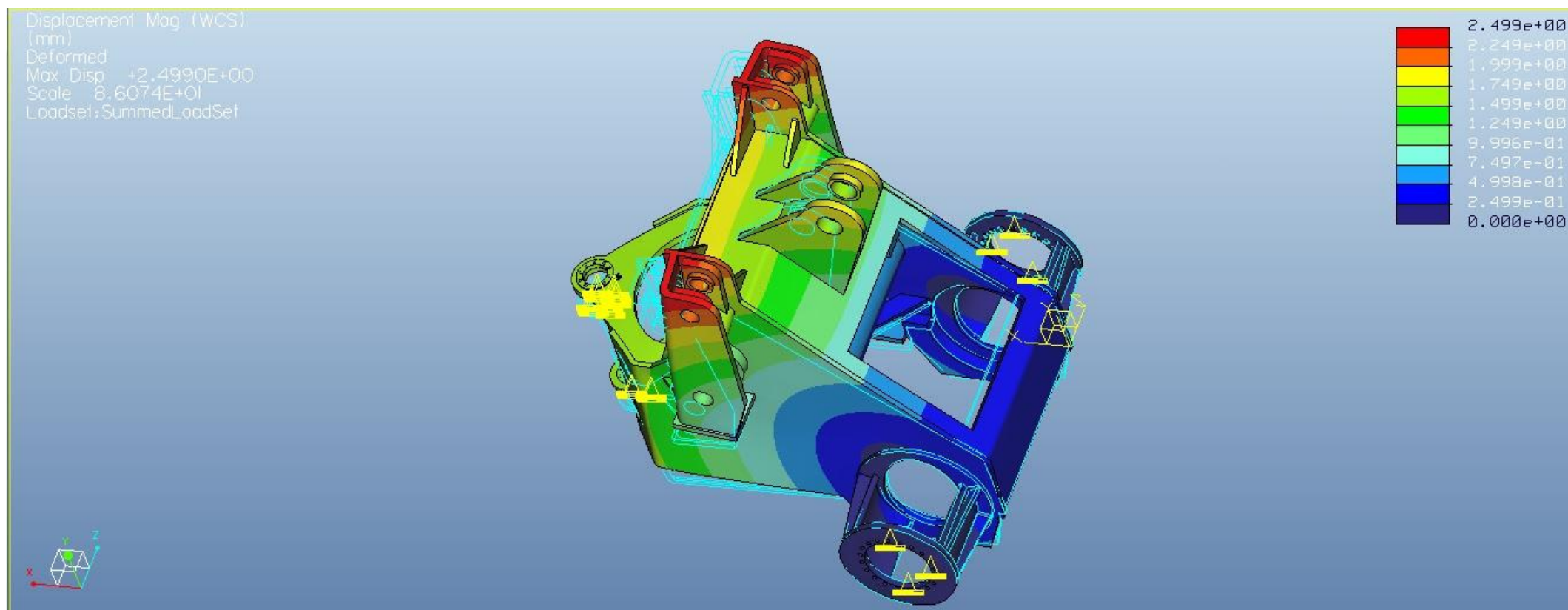
Příloha 3 – Obr. 8 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v předním rámu – zdeformovaný stav; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 333; 1210,4 \rangle MPa$



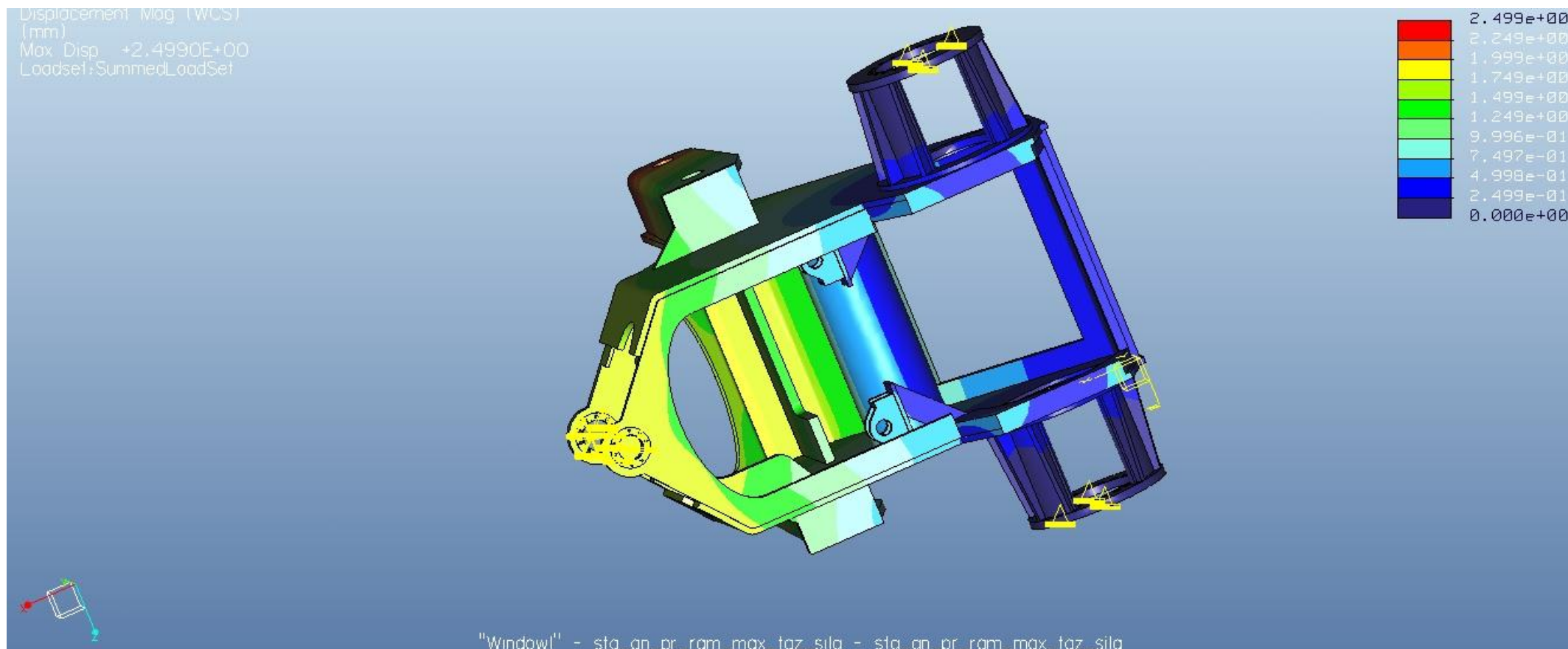
Příloha 3 – Obr. 9 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v předním rámu; Místo singularity se špičkovým napětím; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v místě singularity v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 333; 1210,4 \rangle \text{MPa}$



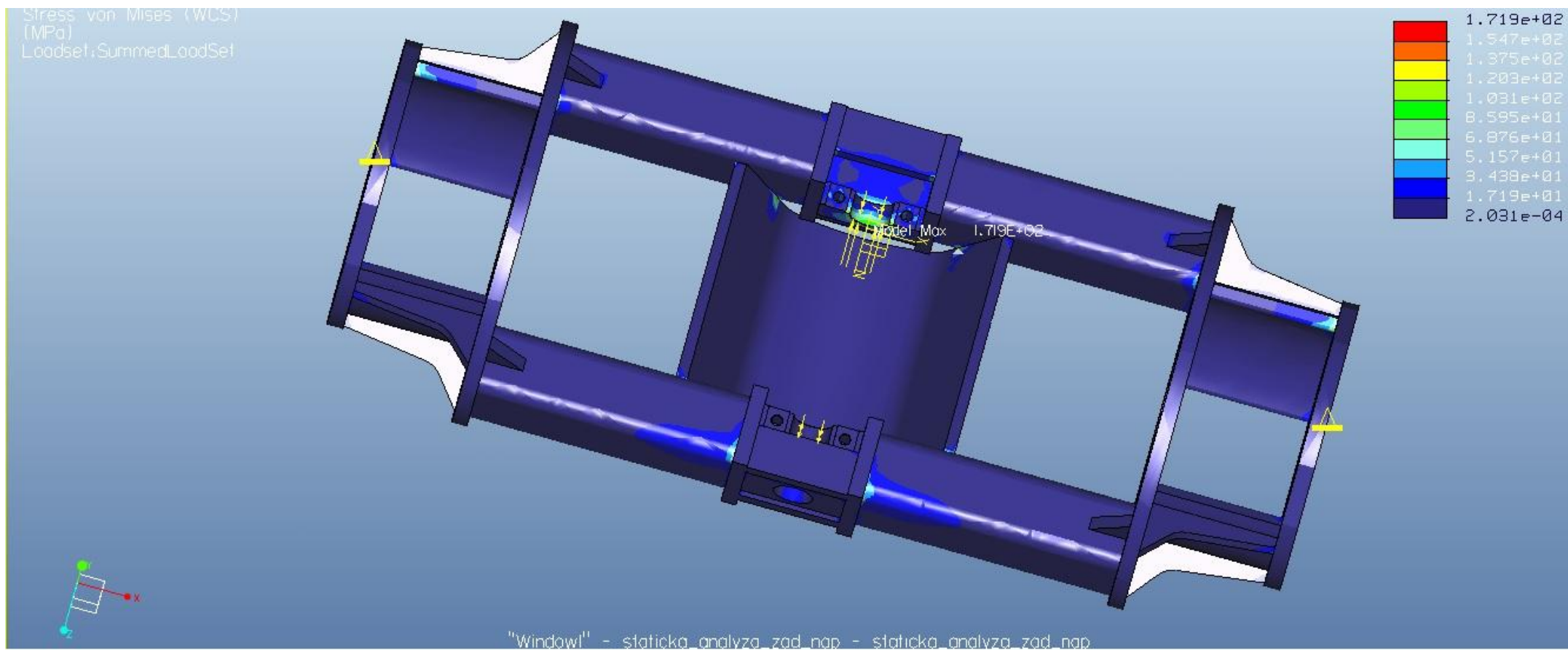
Příloha 3 – Obr. 10 – Detailní záběr na místo singularity maximálního ekvivalentního (redukovaného) napětí na předním rámu; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí v místě singularity se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 333; 1210,4 \rangle MPa$



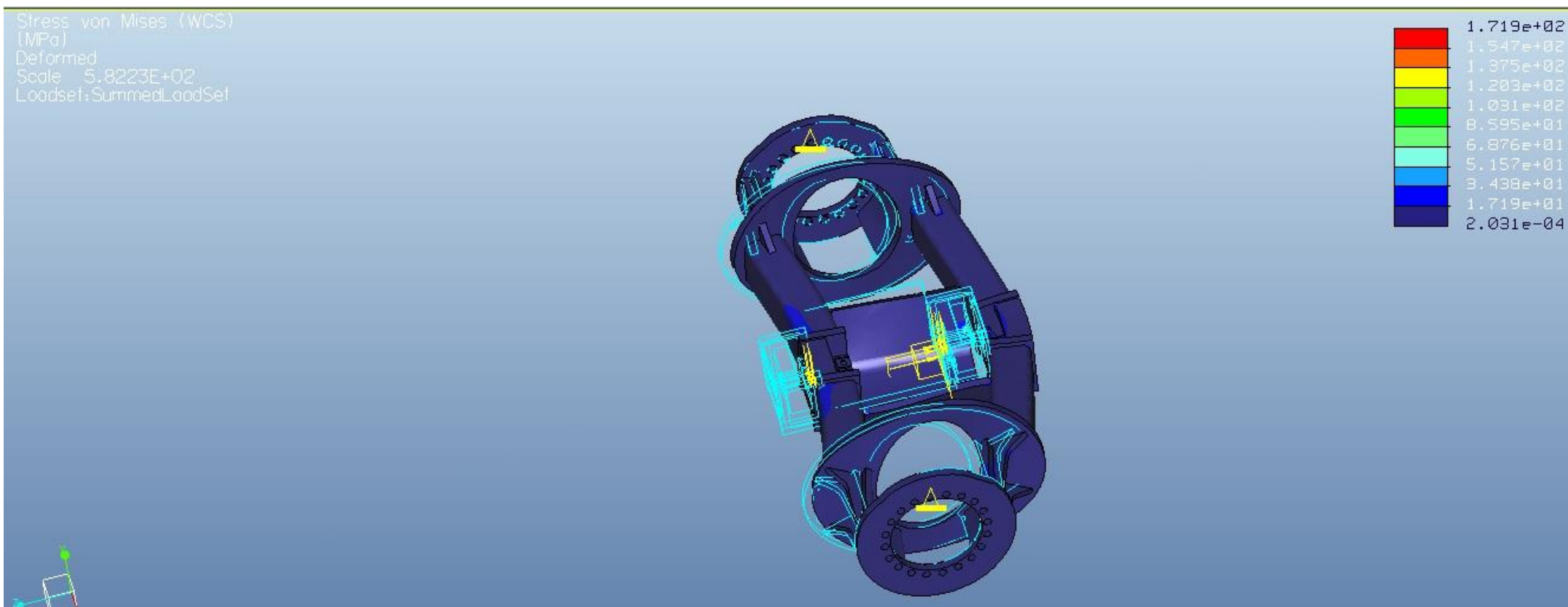
Příloha 3 – Obr. 11 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení posunutí v předním rámu - pohled shora; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:
 $s \in \langle 2,249; 2,499 \rangle mm$



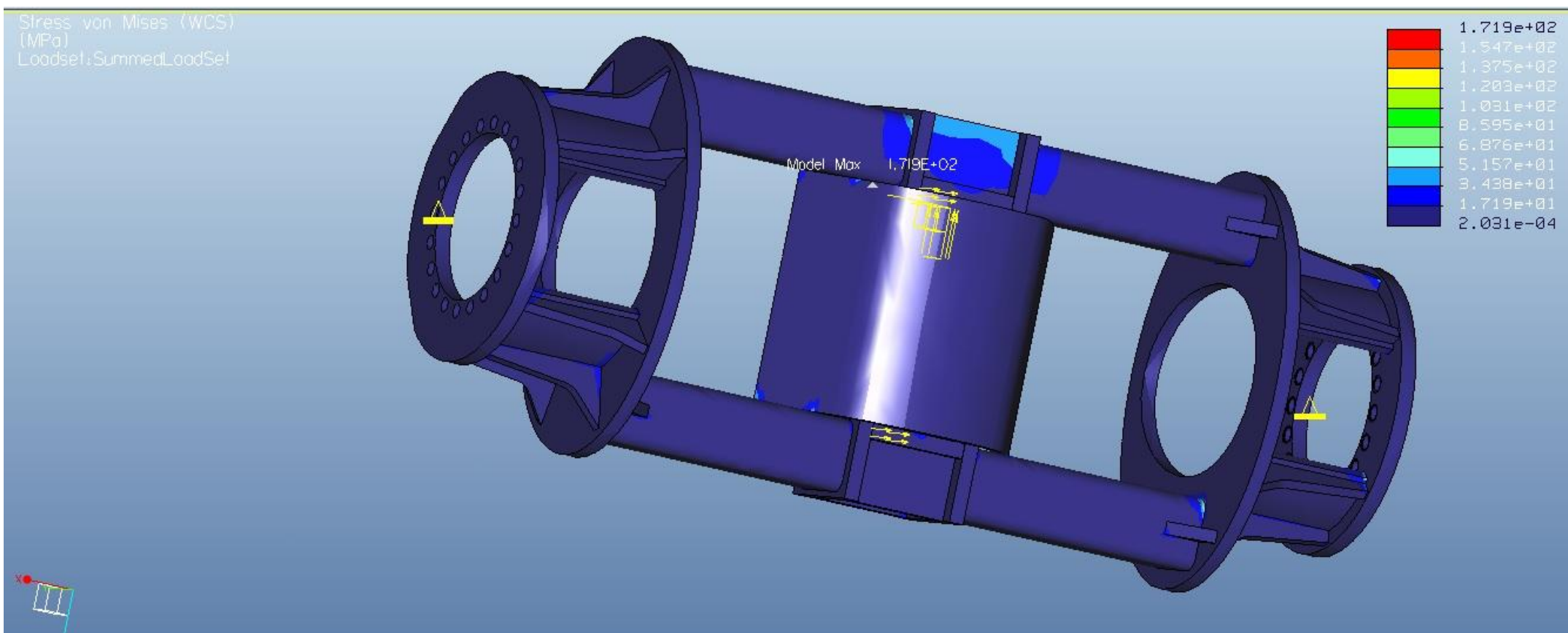
Příloha 3 – Obr. 12 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení posunutí v předním rámu – pohled zdola; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:
 $s \in \langle 2,249; 2,499 \rangle mm$



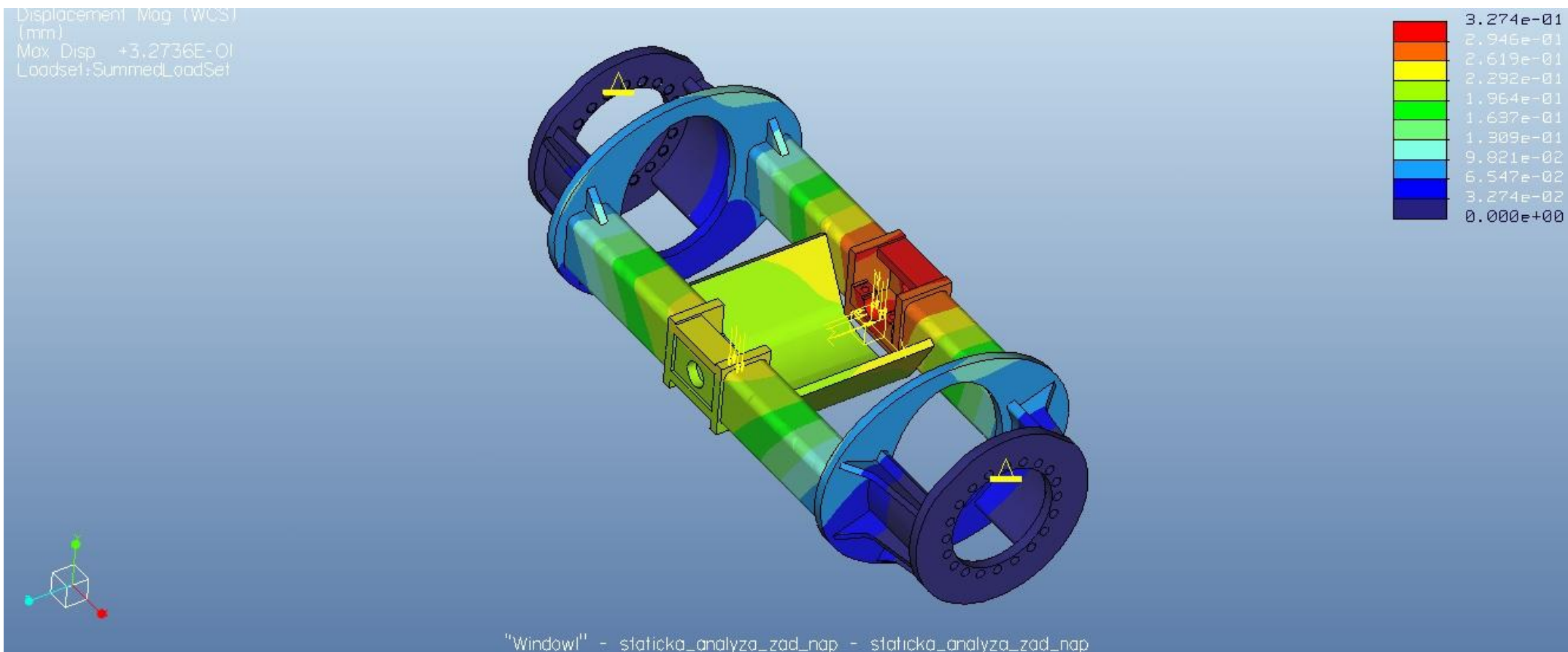
Příloha 3 – Obr. 13 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukováného) napětí v zadní nápravě - pohled shora; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 154,7; 2,171,9 \rangle \text{MPa}$



Příloha 3 – Obr. 14 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v předním rámu – zdeformovaný stav; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 154,7; 2,171,9 \rangle MPa$

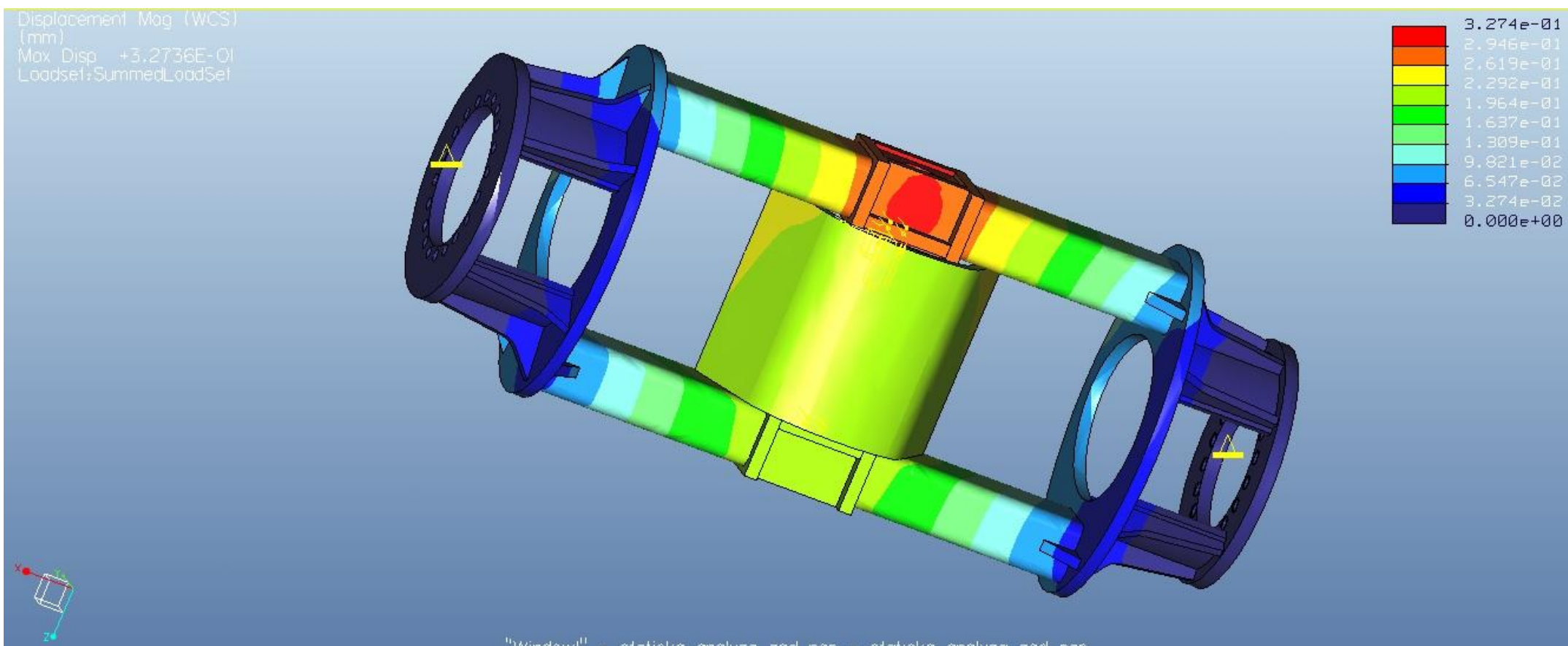


Příloha 3 – Obr. 15 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení ekvivalentního (redukovaného) napětí v zadní nápravě - pohled zdola; Maximální hodnoty ekvivalentního napětí se nacházejí v intervalu: $\sigma_{ekv} \in \langle 154,7; 2,171,9 \rangle MPa$

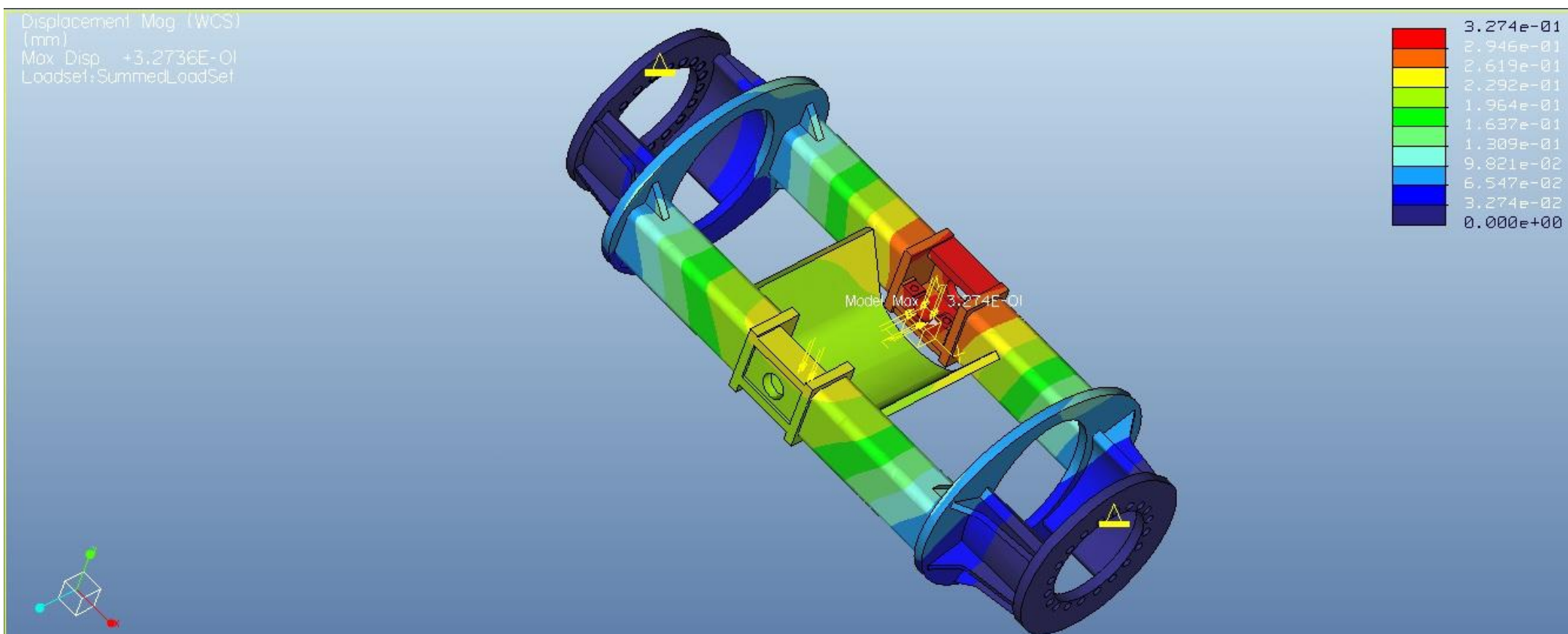


Příloha 3 – Obr. 16 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení posunutí v zadní nápravě - pohled shora; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:

$$s \in \langle 0,2946;0,3274 \rangle mm$$



Příloha 3 – Obr. 17 - Pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků; Výsledné rozložení posunutí v zadní nápravě - pohled zdola; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu:
 $s \in \langle 0,2946; 0,3274 \rangle mm$



Příloha 3 – Obr. 18 - pevnostní statická analýza provedená metodou konečných prvků – výsledné rozložení posunutí v přední nápravě – vyznačení oblasti s maximálními hodnotami posuvů; Maximální hodnoty posuvů se nacházejí v intervalu: $s \in \langle 0,2946; 0,3274 \rangle mm$

Příloha 4

Seznam výkresové dokumentace:

- | | |
|--|--|
| 1. KOLOVÝ NAKLADAČ (sestava) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-00-00, list 1 |
| 2. KOLOVÝ NAKLADAČ (sestava) | , č. výkr. KVM-DP-649-01-00-00, list 2 |
| 3. ČEP (díl) | , č. výkr. KVM-DP-649-01-00-16, list 1 |
| 4. JEDNOTKA POHONU (podsestava) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-00, list 1 |
| 5. CENTRALNÍ HŘÍDEL (díl) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-07, list 1 |
| 6. OZUBENÉ KOLO 1 (díl) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-08, list 1 |
| 7. OZUBENÉ KOLO 2 (díl) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-09, list 1 |
| 8. HŘÍDEL POHONU A4VG (díl) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-10, list 1 |
| 9. SCHÉMA HYDR. OBVODU POHONU HYDROKOL | ,č. výkr. KVM-DP-649, list 1 |

Seznam kusovníků:

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1. KOLOVÝ NAKLADAČ (sestava) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-00-00, p. 1. 5 |
| 2. JEDNOTKA POHONU (podsestava) | ,č. výkr. KVM-DP-649-01-01-00, p. 1. 2 |

Příloha 5

Na DVD nosič přikládám veškerou výkresovou dokumentaci z přílohy 4. Ve složce DP1 jsem umístil text diplomové práce v elektronické podobě a veškerou výkresovou dokumentaci ve 2-D. Ve složce DP2 jsem umístil složku, ve které se nachází výpočty a grafy v aplikaci Microsoft Office Excel.

Dále jsem do této složky umístil složku, obsahující modely ve 3-D v programu Proengi-neer předního rámu, zadního rámu, zadní nápravy, jednotky pohonu včetně rozvodové skříně a všech dílů, které k těmto 3-D sestavám patří. Součástí složky s modely ve 3-D jsou i pevnostní analýzy předního rámu, zadního rámu a zadní nápravy, které jsem provedl pomocí metody konečných prvků.